



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“ESTUDIO DE LA CAPACIDAD DE  
TRIGENERACIÓN EN LA EMPRESA PROLAC”**

**SILVA CEVALLOS CRISTINA ALEXANDRA.**

**TESIS DE GRADO**

**Previa a la obtención del Título de:**

**INGENIERA MECÁNICA**

**Riobamba – Ecuador**

**2013**

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

---

Marzo, 25 de 2013

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**CRISTINA ALEXANDRA SILVA CEVALLOS.**

---

Titulada:

**“ESTUDIO DE LA CAPACIDAD DE TRIGENERACIÓN EN LA EMPRESA PROLAC”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERA MECÁNICA**

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Rodrigo Díaz B.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Ramiro Valenzuela S.  
ASESOR DE TESIS

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** CRISTINA ALEXANDRA SILVA CEVALLOS.

**TÍTULO DE LA TESIS:** ESTUDIO DE LA CAPACIDAD DE TRIGENERACIÓN  
EN LA EMPRESA “PROLAC”

**Fecha de Examinación:** Marzo 25 de 2013.

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Rodrigo Díaz B. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Ramiro Valenzuela S. (ASESOR)			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal quien certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que se presenta, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de la autora. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

f) CRISTINA ALEXANDRA SILVA CEVALLOS.

## **DEDICATORIA**

Esta tesis está dedicada a Dios, a mis padres Julio y Carmita. Mis hermanas Angie y Mayra. Mis sobrinos Valentina y Julito, que forman parte de mi logro alcanzado.

**Cristina Silva Cevallos.**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios, que con su amor infinito me acompaño en todo momento. Y és, y será la luz que guía mi camino. A mis padres Julio y Carmita, que con su amor, entrega y apoyo incondicional me permitieron alcanzar mi meta.

A mis hermanas Angie y Mayra, que con sus consejos y palabras de aliento me motivaron siempre. A mis sobrinos Valentina y Julio, que con sus travesuras siempre lograron sacarme una sonrisa.

A mis amigas Bertha y Cice, mis compañeras de alegrías y tristezas.

A Julio César, por estar a mi lado apoyándome.

Un infinito agradecimiento a mi director de tesis Ing. Rodrigo Díaz, que con su tiempo y enseñanza me ha permitido culminar con éxito mi carrera. A mi asesor Ing. Ramiro Valenzuela, que con sus conocimientos y apoyo, me ayudó en todo momento.

**Cristina Silva Cevallos.**

# CONTENIDO

	Pág.
<b>1. GENERALIDADES Y OBJETIVOS</b>	<b>1</b>
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación técnica económica.....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 <i>Objetivo general</i> .....	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i> .....	3
<b>2. DEFINICIÓN Y GENERALIDADES</b>	<b>4</b>
2.1 Introducción.....	4
2.2 Trigeneración.....	5
2.2.1 <i>Características básicas de la trigeneración</i> .....	5
2.2.2 <i>Beneficios de la trigeneración en el sector industrial</i> .....	5
2.2.3 <i>Riesgos de la trigeneración</i> .....	6
2.2.4 <i>Selección de la tecnología de trigeneración</i> .....	6
2.3 Elementos de una planta de trigeneración.....	8
2.3.1 <i>Sistema de cogeneración</i> .....	8
2.3.2 <i>Equipos de cogeneración</i> .....	10
2.3.2.1 <i>Motores de combustión interna (MCI)</i> .....	11
2.3.2.2 <i>Turbinas de gas (TG)</i> .....	14
2.3.2.3 <i>Turbinas de vapor (TV)</i> .....	18
2.3.2.4 <i>Microturbinas</i> .....	21
2.3.3 <i>Sistema de aprovechamiento de calor</i> .....	23
2.3.3.1 <i>Caldera</i> .....	23
2.3.3.2 <i>Motores de combustión interna</i> .....	38
2.3.3.3 <i>Bombas de calor</i> .....	39
2.3.3.4 <i>Calderas de recuperación</i> .....	40
2.3.3.5 <i>Ciclo combinado</i> .....	41
2.3.3.6 <i>Regeneradores</i> .....	42
2.3.3.7 <i>Intercambiadores de calor</i> .....	42
2.3.4 <i>Sistemas de refrigeración</i> .....	43
2.3.4.1 <i>Refrigeración por compresión mecánica</i> .....	43
2.3.4.2 <i>Sistema de absorción</i> .....	53
2.3.4.3 <i>Bomba de calor</i> .....	57
<b>3. RECOPIACIÓN DE DATOS</b>	<b>58</b>
3.1 Sistemas térmicos.....	58
3.1.1 <i>Sistema de vapor</i> .....	58
3.1.1.1 <i>Cálculo de la eficiencia de la caldera</i> .....	68
3.1.1.2 <i>Cálculo del consumo de vapor</i> .....	74
3.1.2 <i>Sistema de refrigeración</i> .....	75
3.1.2.1 <i>Sistema de refrigeración por Amoniaco</i> .....	75
3.1.2.2 <i>Cámara de conservación leche</i> .....	77
3.1.2.3 <i>Cámara de conservación de queso</i> .....	86
3.2 Sistema eléctrico.....	92
3.3 <i>Demanda energética de “PROLAC”</i> .....	92
3.3.1 <i>Potencia instalada</i> .....	92

3.3.2	<i>Demanda térmica</i> .....	95
3.3.2.1	<i>Generación de vapor y agua caliente</i> .....	95
3.3.2.2	<i>Equipos de refrigeración</i> .....	97
3.3.3	<i>Demanda eléctrica</i> .....	99
<b>4.</b>	<b>EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD DE TRIGENERACIÓN</b>	<b>100</b>
4.1	Requerimientos de selección.....	100
4.1.1	<i>Energía eléctrica requerida</i> .....	100
4.1.2	<i>Energía térmica requerida</i> .....	101
4.1.3	<i>Relación calor/electricidad</i> .....	101
4.1.4	<i>Horas de funcionamiento anual</i> .....	101
4.1.5	<i>Rango de potencia eléctrica</i> .....	102
4.1.6	<i>Combustible</i> .....	102
4.2	Selección del sistema de trigeneración.....	102
4.2.1	<i>Sistema de cogeneración</i> .....	102
4.2.1.1	<i>Turbina de vapor</i> .....	102
4.2.1.2	<i>Turbina de gas</i> .....	103
4.2.1.3	<i>Microturbinas</i> .....	103
4.2.1.4	<i>Motor de combustión interna</i> .....	103
4.2.2	<i>Sistema eléctrico</i> .....	105
4.2.3	<i>Recuperación de calor</i> .....	106
4.2.4	<i>Sistema de absorción</i> .....	116
<b>5.</b>	<b>COSTO DE LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN</b>	<b>119</b>
5.1	Ahorro económico mediante la implementación de la trigeneración.....	119
5.1.1	<i>Facturación eléctrica</i> .....	119
5.1.2	<i>Costo del consumo del combustible</i> .....	120
5.1.2.1	<i>Consumo de combustible</i> .....	121
5.1.3	<i>Excedente de energía eléctrica</i> .....	121
5.2	Condiciones para la comercialización de energía mediante la cogeneración.	123
5.2.1	<i>Remuneración de la energía de cogeneración</i> .....	124
5.2.2	<i>Costos de la generación mediante energía renovable</i> .....	125
5.3	Costos directos.....	126
5.3.1	<i>Costo de equipos adquiridos</i> .....	127
5.3.2	<i>Costo de mano de obra</i> .....	127
5.3.3	<i>Costo de transporte</i> .....	127
5.3.4	<i>Costos de herramientas</i> .....	128
5.4	Costos indirectos.....	128
5.4.1	<i>Costos ingenieril</i> .....	129
5.4.2	<i>Imprevistos</i> .....	129
5.4.3	<i>Utilidad</i> .....	129
5.5	Costos totales.....	129
5.6	Factibilidad económica.....	130
5.6.1	<i>La tasa mínima atractiva de rendimiento</i> .....	130
5.6.2	<i>Depreciación de los equipos</i> .....	131
5.6.3	<i>Ingresos o flujo de caja proyectado para 10 años</i> .....	134
5.6.4	<i>Flujo neto efectivo</i> .....	136
5.6.5	<i>Valor actual neto (VAN)</i> .....	138
5.6.6	<i>Período de recuperación de la inversión (PRI)</i> .....	138



<b>6.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>141</b>
6.1	Conclusiones.....	141
6.2	Recomendaciones.....	143

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

### **BIBLIOGRAFÍA**

### **LINKOGRAFÍA**

### **ANEXOS**

## LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Relación Q/E para varias tecnologías .....	7
2	Aplicaciones de la cogeneración.....	9
3	Características técnicas de la caldera York Shipley.....	59
4	Datos de operación de la caldera.....	60
5	Datos medidos por el CESTTA.....	60
6	Análisis del combustible.....	60
7	Poder calorífico de diferentes combustibles.....	61
8	Resumen de propiedades.....	61
9	Eficiencia de la caldera.....	73
10	Tiempo de funcionamiento de los equipos que utilizan vapor.....	74
11	Características técnicas del compresor de amoníaco.....	76
12	Características técnicas del condensador evaporativo.....	77
13	Características técnicas del evaporador.....	77
14	Características técnicas de la unidad condensadora.....	78
15	Diferencia de la temperatura en función de la humedad relativa.....	79
16	Resumen de la demanda energética por fuerza motriz.....	93
17	Horas de funcionamiento de los equipos.....	94
18	Potencia frigorífica.....	98
19	Consumo energético de los sistemas de refrigeración.....	98
20	Consumo de energía eléctrica periodo 2010 – 2011. ....	99
21	Atenuación típica del silenciador.....	109
22	Cálculo de contrapresión en plg de columna de agua.....	111
23	Costo del consumo eléctrico [USD].....	120
24	Costo del consumo de combustible [USD].....	121
25	Cálculo del excedente energético.....	122
26	Costos de equipos adquiridos.....	127
27	Costos de mano de obra.....	127
28	Costos de transporte.....	127
29	Costo de herramientas.....	128
30	Costo total directo.....	128
31	Costo total indirecto.....	129
32	Costo total del proyecto.....	129
33	Depreciación de los equipos.....	133
34	Flujo de caja proyectada para 10 años.....	135
35	Flujo neto efectivo (FNE).....	137
36	Tiempo de recuperación.....	139
37	Ganancia a partir del octavo año.....	140

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Sistemas superiores de cogeneración..... 10
2	Sistemas inferiores de cogeneración..... 10
3	Esquema de cogeneración con motores de combustión interna..... 11
4	Diagrama de Sankey típico de un motor de combustión interna..... 12
5	Ciclo Otto..... 12
6	Ciclo Diésel..... 13
7	Esquema de cogeneración con turbina de gas..... 15
8	Diagrama de Sankey típico de una turbina de gas..... 15
9	Diagrama del ciclo Brayton..... 17
10	Esquema de cogeneración con turbina de vapor..... 18
11	Turbina de contrapresión..... 19
12	Turbina de condensación ..... 19
13	Diagramas del ciclo Rankine..... 20
14	Microturbina..... 21
15	Caldera pirotubular ..... 23
16	Pérdidas en la caldera ..... 25
17	Ciclo de la bomba de calor..... 40
18	Esquema de cogeneración de ciclo combinado ..... 41
19	Intercambiador de calor ..... 42
20	Elementos básicos del ciclo simple de compresión de vapor ..... 44
21	Condensador de serpentín de doble tubo ..... 45
22	Flujo del refrigerante en un evaporador de serpentín de expansión seca..... 45
23	Compresor helicoidal hermético ..... 46
24	Vista de sección de una válvula de expansión térmica ..... 47
25	Diagrama del ciclo invertido de Carnot..... 48
26	Diagrama del ciclo frigorífico ideal..... 49
27	Diagrama $p - h$ del ciclo frigorífico real..... 51
28	Esquema de un ciclo de absorción ..... 55
29	Ciclo de la bomba de calor ..... 57
30	Caldera York Shipley..... 59
31	Tiempo efectivo de los equipos que consumen vapor ..... 74
32	Banco de hielo..... 75
33	Compresor de amoníaco..... 76
34	Cámara de conservación de leche..... 77
35	Unidad condensadora ..... 78
36	Unidad de refrigeración Zannotti..... 86
37	Consumo eléctrico 2010 – 2011..... 100
38	Resumen de costos y características de rendimiento por tecnología..... 104
39	Contrapresión de escape en diámetros de tubo nominales en pulgadas..... 107
40	Área de aberturas transversales de diferentes diámetros..... 108
41	Contrapresión de los gases de escape del silenciador vs gases escape.. 110
42	Longitudes equivalentes de conexiones de tubo en pies (metros)..... 111
43	Intercambiador de calor para gases de escapes..... 112
44	Enfriamiento con intercambiador de calor montado en el conjunto..... 115
45	Máquinas por absorción accionadas con agua caliente marca Yasaki.. 117
46	Tanque de almacenamiento de diésel ..... 120
47	Gráfica consumo vs tiempo (excedente eléctrico)..... 122
48	Tarifa nacional promedio ..... 125
49	Precios preferentes energías renovables (cUSD/kw-h) ..... 126
50	Precios preferentes centrales hidroeléctricas hasta 50 MW (cUSD/kw-h). 126

51	Costo total del proyecto .....	130
52	Proyección de flujo de caja.....	135
53	Análisis del tiempo de recuperación de la inversión.....	139

## SIMBOLOGÍA

$T_{gc}$	$^{\circ}C$	Temperatura de los gases de chimenea.
$T_v$	$^{\circ}C$	Temperatura de vapor de salida.
$T_{sc}'$	$^{\circ}C$	Temperatura de la carcasa del caldero.
$T_{sc}''$	$^{\circ}C$	Temperatura de la tapa del caldero.
$T_{cc}$	$^{\circ}C$	Temperatura del cuarto de calderos.
$T_a$	$^{\circ}C$	Temperatura ambiente.
$T_{aa}$	$^{\circ}C$	Temperatura del agua de alimentación.
$T_c$	$^{\circ}C$	Temperatura del condensado.
$T_{mu}$	$^{\circ}C$	Temperatura del agua de reposición.
$C$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Cantidad de carbono presente en 1 kg de combustible.
$H_2$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Cantidad de hidrógeno presente en 1 kg de combustible.
$S$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Cantidad de azufre presente en el combustible.
$GE$		Gravedad específica.
$^{\circ}API$	$API$	Viscosidad absoluta.
$PCI$	$\frac{kcal}{kg_{comb}}$	Poder calorífico inferior.
$A_{teo-req}$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Aire teórico requerido.
$O_2$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Cantidad de oxígeno presente en 1 kg de combustible.
$EA$	$\%$	Exceso de aire.
$O_2$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Oxígeno presente en los gases de combustión.
$AAS$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Masa de aire suministrado.

$m_{CO_2}$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Masa de $CO_2$ producto de la combustión del combustible.
$M_{CO_2}$	$\frac{kg}{kmol}$	Masa molar del $CO_2$
$M_C$	$\frac{kg}{kmol}$	Masa molar del C
$m_{SO_2}$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Masa de $SO_2$ producto de la combustión del combustible.
$M_{SO_2}$	$\frac{kg}{kmol}$	Masa molar del $SO_2$
$M_S$	$\frac{kg}{kmol}$	Masa molar de S.
$m_{N_2}$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Masa de $N_2$ suministrado en el aire.
$N_2$	%	Nitrógeno presente en el aire.
$m_{O_2}$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Masa de $O_2$ presente en los gases de chimenea.
% $O_2$	%	Oxígeno presente en el aire.
$m_{gsc}$	$\frac{kg}{kg_{comb}}$	Masa de gases secos de la chimenea.
$c_{pCO_2}$	$\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$	Calor específico del $CO_2$ .
$c_{pSO_2}$	$\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$	Calor específico del $SO_2$ .
$c_{pN_2}$	$\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$	Calor específico del $N_2$ .
$c_{pO_2}$	$\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$	Calor específico del $O_2$ .
$c_{pm_{gsc}}$	$\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$	Calor específico medio de los gases secos de chimenea.
$c_{pv}$	$\frac{Btu}{lb * ^\circ R}$	Calor específico del vapor de agua a la $T_{gc}$ .
$P_{vparcial}$	psia	Presión parcial del vapor.
$\phi$	%	Humedad relativa.

$P_g$	psia	Presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco.
$L_1$	%	Pérdidas de calor debido a los gases secos de la chimenea.
$L_2$	%	Pérdida de calor debido a la presencia de $H_2$ en el combustible.
$h_{fg}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Calor latente a la presión parcial del vapor de agua.
$L_4$	%	Pérdida de calor debido a la humedad presente en el aire.
$h_f$	$\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a}$	Factor de humedad.
$L_5$	%	Pérdidas de calor debido a la combustión incompleta.
%CO	%	Monóxido de carbono presente en los gases de chimenea.
%CO <sub>2</sub>	%	Dióxido de carbono presente en los gases de chimenea.
%P <sub>chimenea</sub>	%	Pérdidas de calor por chimenea.
$Q_{\text{pared}}'$	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}}$	Calor perdido en la carcasa debido a la radiación/convección.
$V_w$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del viento.
$A'_c$	m <sup>2</sup>	Área de la carcasa del caldero.
$r$	m	Radio de la tapa del caldero.
$l$	m	Longitud del caldero.
$Q_{\text{carcasa}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Calor perdido por la carcasa.
$Q_{\text{pared}}''$	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h}}$	Calor perdido en la tapa debido a la radiación/convección.
$A''_c$	m <sup>2</sup>	Área de las tapas del caldero.
$Q_{\text{tapa}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Calor perdido en las tapas.
$Q_{\text{total}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	Calor total perdido por las paredes.

$\%P_{\text{pared}}$	%	Pérdidas de calor por paredes.
$\dot{m}_f$	$\frac{\text{kg}_{\text{comb}}}{\text{h}}$	Masa de combustible.
$X_{\text{aa}}$	Kg	Masa de agua de alimentación que ingresa a la caldera.
$SDT_{\text{aa}}$	ppm	Sólidos disueltos totales en el agua de alimentación.
$X_{\text{purga}}$	Kg	Masa de agua debido a la purga.
$SDT_{\text{purga}}$	ppm	Sólidos disueltos totales en el agua de purga.
$X_{\text{vapor}}$	Kg	Masa de vapor producido
$SDT_{\text{vapor}}$	ppm	Sólidos disueltos totales presentes en el vapor.
$\frac{X_{\text{purga}}}{X_{\text{vapor}}}$		Tasa de agua de purga.
$\%P_{\text{purgas}}$	%	Pérdidas por purgas.
$h_f$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de líquido saturado a la presión de vapor absoluta.
$h_g$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de vapor saturado a la presión absoluta.
$\eta_c$	%	Eficiencia del caldero.
$h_{\text{aa}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	Entalpía de agua de alimentación.
$P_v$	psia	Presión vapor absoluta.
$P_{v_{\text{man}}}$	psig	Presión de trabajo de vapor.
$P_{\text{Riobamba}_{\text{teo}}}$	psi	Presión atmosférica local teórica.
$P_{\text{CN}}$	in Hg	Presión a condiciones normales.
$Z_{\text{lugar}}$	ftOm	Altura local del lugar.
$P_{\text{Riobamba}_{\text{exp}}}$	psi	Presión atmosférica local experimental.
$\%\text{error}$	%	Error.
$P_{\text{bomba}_{\text{man}}}$	psig	Presión manométrica de la bomba.
$P_{v_{\text{man}}}$	psig	Presión de trabajo de vapor.



$\Delta P$	psig	Caída de presión.
$\dot{m}_v$	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	Consumo de vapor.
$C. O. P_{\text{Carnot}}$		Coeficiente de funcionamiento de Carnot.
$T_{\text{evap}}$	$^{\circ}\text{K} - ^{\circ}\text{R}$	Temperatura de evaporación.
$T_{\text{cond}}$	$^{\circ}\text{K} - ^{\circ}\text{R}$	Temperatura de condensación
$P_{\text{evap}}$	kPa – psia	Presión de evaporación
$P_{\text{cond}}$	kPa – psia	Presión de condensación
$C. O. P_{\text{teor-inst}}$		Coeficiente de funcionamiento de la instalación
$h_1$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía a la salida del evaporador.
$h_2$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía a la salida del compresor.
$h_4$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía a la entrada del evaporador.
$\eta_{\text{teor-inst}}$	%	Eficiencia teórica de la instalación
$P_{\text{asp}}$	kPa	Presión de aspiración.
$\Delta P$	kPa	Caída de presión en la tubería de aspiración.
$\Delta T_2$	$^{\circ}\text{F}$	Variación de temperatura.
$T_b$	$^{\circ}\text{F}$	Temperatura en el punto b
$T_a$	$^{\circ}\text{F}$	Temperatura en el punto a
$P_{\text{desc}}$	kPa	Presión de descarga
$\Delta P_{\text{desc}}$	kPa	Caída de presión en la línea de descarga
$v_b$	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	Volumen específico en el punto b.
$v_c$	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	Volumen específico en el punto c.
$n$		Exponente isoentrópico para el amoníaco.
$\eta_{\text{real-inst}}$	%	Eficiencia real de la instalación.

$T_{\text{cámara}}$	°F	Temperatura de la cámara de conservación.
$TD_{\text{evap}}$	°F	Diferencia de temperatura para evaporación.
$\Delta T_{\text{cond}}$	°C	Diferencia de temperatura para condensación.
$T_1'$	°F	Temperatura en el punto 1'
$T_1$	°F	Temperatura a la salida del evaporador.
$\eta_{\text{isoent-comp}}$	%	Eficiencia isoentrópica del compresor
$h_c$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía en el punto c.
$q_s$	kJ	Calor sensible retirado.
$c_{p_{\text{agua}}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$	Calor específico del agua
$t_2$	°C	Temperatura inicial.
$t_1$	°C	Temperatura de congelación del producto.

## LISTA DE ABREVIACIONES

<b>CHP</b>	Combined Heat and Power.
<b>MCI</b>	Motor de combustión interna
<b>TG</b>	Turbina de gas
<b>TV</b>	Turbina de vapor
<b>COP</b>	Coeficiente de funcionamiento.
<b>PROLAC</b>	Productora de Lácteos Chimborazo
<b>CESTTA</b>	Centro de Servicios Técnicos y Transferencia Tecnológica Ambiental.
<b>VET</b>	Válvula de expansión termostática
<b>GCV</b>	Gross calorific value of the fuel.
<b>PRG</b>	Precio referencial de generación.

## LISTA DE ANEXOS

- A**     Análisis de los gases de chimenea por el CESTTA.
- B**     Calor específico a temperaturas variables.
- C**     Temperatura de saturación a la presión de trabajo.
- D**     Calor específico del vapor a la temperatura de saturación.
- E**     Presión de saturación a la temperatura ambiente.
- F**     Calor latente a la presión parcial del vapor de agua.
- G**     Programa Psychometric calculations.
- H**     Características técnicas del caldero.
- I**     Análisis del agua de purga por el CESTTA.
- J**     Análisis del agua de alimentación por el CESTTA.
- K**     Entalpía de líquido y vapor saturado a la presión absoluta de trabajo.
- L**     Entalpía del agua de alimentación a la temperatura del agua de alimentación.
- M**     Propiedades de saturación del R – 22.
- N**     Ciclo ideal R – 22.
- O**     Ciclo real R – 22.
- P**     Propiedades de saturación del R – 134a.
- Q**     Ciclo ideal R – 134a.
- R**     Ciclo real R – 134a.
- S**     Planilla de consumo eléctrico.
- T**     Características técnicas del motor de combustión CUMMINS modelo 6CTA8.3 – G2
- U**     Características técnicas del generador trifásico STAMFORD modelo UCI274G
- V**     Características técnicas del intercambiador tipo 6-32-3741-5.
- W**     Características técnicas del intercambiador FP10x20L-50
- X**     Características técnicas del equipo de absorción YAZAKI modelo WFC-SC20

- Y** Esquema del sistema de trigeneración.
- Z** Cotización del equipo de absorción YAZAKI modelo WFC-SC20.
- A1** Cotización del motor de combustión interna CUMMINS modelo 6CTA8.3-G2.
- B1** Precio referencial del intercambiador de gases de escape.
- C1** Precio referencial del intercambiador de calor FP10x20L-50

## RESUMEN

Se realizó un Estudio de la Capacidad de Trigeneración en la Empresa de Lácteos “PROLAC” con la finalidad de seleccionar un sistema capaz de abastecer la demanda energética necesaria.

Se evaluó la situación actual de la planta, basándose en la recopilación de datos del sistema de vapor, refrigeración y eléctrico. Con los resultados obtenidos se llegó a determinar que la producción de vapor saturado es de  $456.76 (kg_{vapor}/día)$ , la potencia que demanda la planta es de  $141.18kW$  y la potencia instalada en los sistemas de refrigeración es de  $21.87kW$ .

Definiendo los requerimientos energéticos, se realizó la selección de un motor de combustión interna de  $169kW$  que utiliza combustible diesel, el mismo que satisface la potencia instalada en la planta. Adicionalmente se seleccionó un sistema de escape que bajo las condiciones de contrapresión es aceptable. La recuperación de energía de los gases de escape se logra a través de un intercambiador de coraza y tubos, y permite calentar agua que se utilizará en el proceso de limpieza.

El calor disponible del sistema de enfriamiento se recupera a través de un intercambiador de placas, y permite utilizar un sistema de absorción accionado por agua caliente, seleccionado a partir del flujo que circula por el circuito secundario del intercambiador con una potencia de  $70,3 kW$ .

Se realizó la evaluación financiera del proyecto, considerando un costo aproximado de la implementación del sistema de USD \$144741 dólares, a su vez se determinó el excedente de energía eléctrica y las condiciones de comercialización de energía eléctrica obtenida mediante la cogeneración.

## ABSTRACT

A study was conducted about Trigeneration Capacity in the Dairy Company “PROLAC” in order to select a capable system to supply the required energetic demand.

It assesses the current situation of the plant, based on the data collection of steam, refrigeration and electric system. With results was determined the saturated steam production is 456.76 ( $kg_{steam}/day$ ), the demanded capacity is 141.18  $kW$  and the installed capacity in the refrigeration system is 21.87  $kW$ .

Defining the energy requirements, the selection of an internal combustion engine 169  $kW$  using diesel fuel, this satisfied the installed power in the plant. Additionally, it was select an exhaust system that in counterpressure conditions are acceptable. The energy recovery from the exhaust gases is achieve through a shell and tube exchanger, and allows hear water which will be used in the cleaning process.

The available heat from the cooling system is recover through a plate exchanger, which allows using an absorption system powered by hot water, select from the stream that circulates through the secondary circuit of the exchanger with a power of 70.3  $kW$ .

We develop the financial evaluation of the project, considering an approximately cost of the system implementation of USD \$144741, at the same time it was determined the energy excess and the trade conditions of energy obtained through the co-generation.

## **CAPÍTULO I**

### **1. GENERALIDADES Y OBJETIVOS**

#### **2. Antecedentes**

En la actualidad el sector energético del Ecuador y el mundo está comprometido en promover el uso racional de la energía haciendo especial énfasis en los programas de ahorro y uso eficiente de energía, con el uso eficiente de la energía el Gobierno Nacional podría aumentar la inversión en el ámbito social más que en termoeléctricas o hidroeléctricas.

El Programa Nacional de Ahorro de Energía comprende varios sectores como: residencial, productivo y de servicio, edificios públicos y normas de eficiencia, para la difusión de la política energética y los proyectos estratégicos de energía.

Cuando se habla de la política energética se refiere al análisis de la demanda en función de la oferta dada por las hidroeléctricas, térmicas y la interconexión de los países vecinos.

Los proyectos estratégicos de energía que se ejecutan en la actualidad para aumentar la oferta energética son: la re potenciación de la Refinería de Esmeraldas, el parque eólico en la Isla Isabela en la provincia de Galápagos, la presa Mazar que ayudará a superar los problemas causados por los estiajes, reducción del consumo eléctrico residencial e industrial además las industrias deben hacer uso eficiente de la energía en todos los sistemas que intervengan en sus procesos productivos.

En la ciudad de Riobamba durante los últimos años la pequeña y mediana industria se ha ido desarrollando notablemente debido a las necesidades de la población, una de estas es el sector alimenticio.



A través de los años “PROLAC” se ha ido consolidando y creciendo incrementando su producción y consecuentemente su consumo de energéticos.

Con una variedad de productos y con un mercado amplio se ve la necesidad de mejorar su servicio, cumplir normas ambientales y ser competitivos.

## **2.1 Justificación técnica económica.**

Actualmente el mal uso de la energía conlleva a muchos aspectos negativos dentro la empresa y a su entorno. Teniendo egresos altos y contaminación por los gases emitidos en los procesos. Es por ello que se ve la necesidad de realizar un estudio de trigeneración en la planta con el fin de utilizar con mayor eficiencia el calor, el frío y la electricidad. “PROLAC”, es una empresa que para sus procesos utiliza sistemas eléctricos y térmicos.

Con estos sistemas se tiene la oportunidad de realizar el estudio de trigeneración, por lo tanto son los sistemas mencionados con anterioridad los que serán motivo de estudio, investigación y recopilación de datos. Para luego proceder a determinar la capacidad de trigeneración de acuerdo a sus necesidades. Finalizando con un estudio de factibilidad económica para una posible implementación en la empresa.

Por medio de la implementación del sistema de trigeneración se puede conseguir ahorros significativos para la empresa tales como son: reducción en el costo de la energía, posibles mejoras en la producción y definitivamente reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero que conllevan al calentamiento global.

## **2.2 Objetivos.**

**2.2.1 Objetivo general.** Realizar el estudio de la capacidad de trigeneración en la empresa “PROLAC”

### **2.2.2**    *Objetivos específicos.*

Describir la teoría de la trigeneración.

Recopilar los datos de los sistemas térmicos, refrigeración y eléctricos.

Evaluar la capacidad de trigeneración.

Realizar un análisis financiero de la implementación del sistema de trigeneración.

## **CAPÍTULO II**

### **3. DEFINICIÓN Y GENERALIDADES**

#### **3.1 Introducción.**

En una planta de generación termoeléctrica se quema normalmente un combustible fósil (carbón, gasóleo, gas natural) para producir una energía térmica, la cual es convertida en energía mecánica, que mediante un alternador se transforma en energía eléctrica.

Este proceso aún en las plantas más eficientes, se transforma en electricidad menos del 40% de la energía disponible como calor en el combustible; el resto se descarga a la atmósfera en forma de gases de escape, a través de chimeneas, y en los sistemas de condensación termodinámicos. Dando a lugar a un mal consumo de combustibles, baja rentabilidad económica y emisión de gases contaminantes.

En la mayoría de procesos industriales y aplicaciones comerciales, requieren de vapor y calor a baja temperatura. Así ellos pueden combinar la producción de electricidad y calor para los procesos, aprovechando la energía que de otra forma se desecharía, como ocurre en las centrales termoeléctricas convencionales; es por ello que se debe buscar un desarrollo de programas de eficiencia energética que promueva la diversificación y la utilización de fuentes alternas y renovables.

Este nuevo concepto de aprovechamiento energético es el que realizan las plantas de cogeneración para un mejor rendimiento en las instalaciones de cogeneración y si las necesidades así lo permiten se emplea un sistema de absorción dando lugar así a la trigeneración.

### **3.2 Trigeneración.**

Por lo tanto trigeneración se define como la producción secuencial de energía eléctrica y/o mecánica, de calor y de frío a partir de una misma fuente de energía primaria (combustible).

Básicamente, una planta de trigeneración es igual, a una de cogeneración a la que se le añade un sistema de absorción para la producción de frío.

**3.2.1** *Características básicas de la trigeneración* [1]. En toda industria que tenga una demanda significativa de calor, electricidad y frío es posible instalar un sistema de trigeneración, pero se debe cumplir con algunas de las siguientes características:

Demanda de calor, frío y electricidad simultáneos y continuas.

Calendario laboral de, al menos 4500 - 5000 horas anuales.

Espacio suficiente y adecuado para la ubicación de los nuevos equipos.

Disposición de combustible, barato que pose continuidad y calidad de suministro.

El nivel térmico de la demanda de calor útil, no sea excesivamente elevado, 500<sup>0</sup>C como máximo.

**3.2.2** *Beneficios de la trigeneración en el sector industrial* [2]. Entre los principales beneficios, se destacan los siguientes:

Reducción de la facturación energética en los costos de producción.

Aumenta la competitividad de la empresa.

Autosuficiencia, continuidad y calidad del suministro de energía eléctrica.

Confiabilidad en su proceso.

Mayor eficiencia energética global.

Introduce tecnologías más eficientes y competitivas.

Reduce el impacto ambiental.

Elimina pérdidas por transporte y distribución de energía eléctrica.

Disminuye la dependencia energética del exterior.

Posibilita industrializar zonas alejadas de las redes de distribución eléctrica.

**3.2.3 Riesgos de la trigeneración [3].** Se debe tomar en cuenta los siguientes riesgos al momento de optar por una planta de trigeneración:

Mayor complejidad de la producción de energía.

Riesgo financiero de la inversión.

Personal especializado de mantenimiento.

**3.2.4 Selección de la tecnología de trigeneración [4].** Los parámetros que más influyen al momento de seleccionar la tecnología adecuada son los siguientes:

**Rango de potencia a instalar:** El tamaño es uno de los factores que pueden determinar si una tecnología es apta o no, para implementar en una planta de cogeneración.

**Nivel térmico necesario.** Es el nivel térmico necesario para satisfacer el consumo de la empresa.

**Horas de funcionamiento anual.** Indica las horas de demanda de energía eléctrica y energía térmica.

**Combustible.** Fuente primaria que se adapte a la tecnología.

**Relación calor electricidad  $Q/E$  [5].** La relación de la demanda eléctrica ( $E$ ) a la térmica ( $Q$ ) permite visualizar la simultaneidad con que ocurren las demandas y queda determinado por la siguiente expresión:

$$\frac{Q}{E} = \frac{P_t * h_{ft}}{P_e * h_{fm}} = \frac{E_t}{E_e} \quad (1)$$

Donde:

$E_t$ : Energía térmica registrada en un año [ $kw - h$ ].

$E_e$ : Energía eléctrica registrada en un año [ $kw - h$ ].

$P_t$ : Potencia térmica en [ $kw$ ]

$h_{fr}$ : Horas de funcionamiento de los equipos de térmicos [ $h$ ]

$P_e$ : Potencia eléctrica en  $[kw]$

$h_{fm}$ : Horas de funcionamiento de los equipos de fuerza motriz en  $[h]$

Se pueden dar los siguientes casos:

Uniformidad.

Variaciones y valores máximos y mínimos.

Por ejemplo, si  $Q/E > 0.5$ , se trata de empresas o usuarios consumidores de energía eléctrica, tales como grandes talleres electromecánicos, comerciales y de servicios.

Si  $Q/E < 0.1$ , se trata de empresas o usuarios consumidores de calor como fábricas de cemento, cales, cerámicas, etc.

Cuando esta relación tenga un valor unitario o cercano a la unidad, se trata de empresas o industrias de consumo equilibrado, como fábricas de papel, industria química, petroquímica, alimentaria, textil, etc.

En la tabla 1, se presenta el tipo de tecnología o sistema de cogeneración, la relación  $Q/E$ , y la temperatura del fluido caliente correspondiente que se puede generar por el mismo sistema. Lo cual da una primera aproximación de la tecnología que se puede aplicar en un caso específico.

Tabla 1. Relación  $Q/E$  para distintas tecnologías.

SISTEMA DE COGENERACIÓN	RELACIÓN ( $Q/E$ )	TEMPERATURA DE FLUIDO CALIENTE
Motor de combustión interna	De 0.8 a 2	De 120 a 400°C
Turbina de vapor	De 2 a 30	De 120 a mayores de 400°C
Turbina de gas	De 1.2 a 4	De 80 a 150°C

Fuente: Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE)

### 3.3 Elementos de una planta de trigeneración [6].

Una planta de trigeneración está compuesta principalmente de un sistema de cogeneración más un sistema de aprovechamiento de calor, por lo tanto desde este punto de vista los elementos de una planta de trigeneración son los siguientes:

**Sistema de cogeneración:** Este sistema está formado por distintos elementos entre los que se tiene:

**Fuente primaria:** Suele ser gas natural, diésel carbón, biomasas, u otro combustible similar.

**Elemento motor:** Elemento que convierte energía térmica o química en mecánica. Dependiendo del tipo de planta, este elemento puede ser: turbinas de vapor, turbinas de gas, motor de combustión interna.

**Aprovechamiento de energía mecánica:** Generalmente suele ser un alternador, que la transforma en energía eléctrica.

**Sistema eléctrico:** Permite la alimentación de los equipos auxiliares de la planta, como la exportación / importación de energía eléctrica necesaria.

**El sistema de aprovechamiento de calor:** Puede tratarse de calderas de recuperación, secadores, intercambiadores de calor y equipo de absorción.

**3.3.1 Sistema de cogeneración.** En este punto se define el concepto de cogeneración, clasificación de acuerdo al orden de producción y su aplicación en la industria.

**Cogeneración o CHP (Combined Heat and Power).** Se define como la producción secuencial de energía eléctrica y/o mecánica y de energía térmica aprovechable para los procesos industriales y comerciales a partir de una misma fuente de energía primaria (combustible).

**Aplicación de la cogeneración [7].** Con respecto a su aplicación técnicamente se puede implementar a cualquier empresa, industria o del sector comercial y de servicios como por ejemplo: hoteles, hospitales, centros comerciales, edificios y escuelas, entre

otros, que tengan requerimientos de energía eléctrica y de energía térmica útil (vapor, gases calientes, aire caliente, agua caliente, agua helada y aire acondicionado).

Tabla 2. Aplicaciones de la cogeneración.

<b>APLICACIONES DE COGENERACIÓN</b>		
Concepto	Cogeneración - Industrial	Micro generación, sector comercial y de servicios
Usuarios típicos	Química, celulosa y papel, metalúrgico, textil, alimenticia, minera, vidrio, refinación de petróleo	Manufacturera, hotelera, hospitales, edificios de oficinas
Integración fácil con fuentes alternas	Moderado a alto	Bajo a moderado
Nivel de temperatura	Alto	Bajo a medio
Capacidad del sistema	1-500MW	1kW-10MW
Motor típico	Turbina de vapor, turbina de gas, motor reciprocante, ciclo combinado	Motor reciprocante, microturbinas, celdas de combustible, motor Stirling
Energía primaria	cualquier combustible líquido, gas o sólido, gases de desecho	Combustible líquido o gas

Fuente: Agencia Internacional de la Energía (AIE).

**Clasificación de los sistemas de cogeneración de acuerdo al orden de producción [8].** Los sistemas de cogeneración pueden clasificarse de acuerdo con el orden de producción de electricidad y energía térmica en:

Sistemas superiores (Topping Cycles)

Sistemas inferiores (Bottoming Cycles)

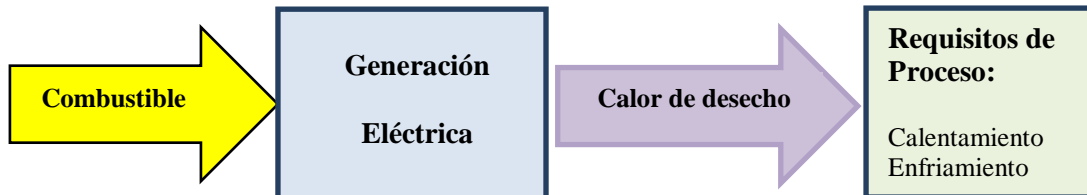
**Los sistemas superiores de cogeneración.** Son los más frecuentes, son aquellos en los que una fuente de energía primaria (como el gas natural, diesel, carbón u otro combustible similar) se utiliza directamente para la generación de energía eléctrica en el primer escalón.

A partir de la energía química del combustible se produce un fluido caliente que se destina para generar la energía eléctrica ó mecánica, y la energía térmica resultante, el denominado calor residual como vapor o gases calientes, es suministrada a los procesos industriales ya sea para secado, cocimiento o calentamiento, que constituyen el segundo escalón.



Este tipo de sistemas se utiliza principalmente en la industria textil, petrolera, celulosa y papel, cervecera, alimenticia, azucarera, entre otras, donde los requerimientos de calor son moderados o bajos con temperaturas de 250 °C a 600 °C.

Figura 1. Sistemas superiores de cogeneración.

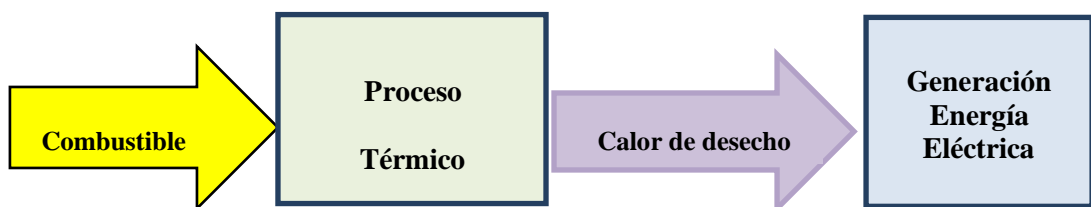


Fuente: Autora.

**Los sistemas inferiores.** La energía primaria se utiliza directamente para satisfacer los requerimientos térmicos del proceso del primer escalón y la energía térmica residual o de desecho, se usará para la generación de energía eléctrica en el segundo escalón.

Los ciclos inferiores están asociados con procesos industriales en los que se presentan altas temperaturas como el cemento, la siderúrgica, vidriera y química. En tales procesos resultan calores residuales del orden de 900 °C.

Figura 2. Sistemas inferiores de cogeneración.



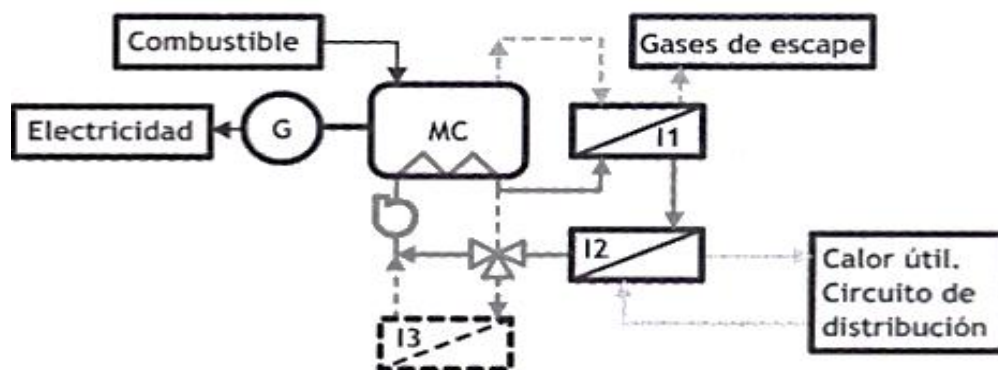
Fuente: Autora

**3.3.2 Equipos de cogeneración.** Los equipos de cogeneración se clasifican, en función de la máquina que acciona el alternador en los siguientes grupos: motor de combustión, turbinas de vapor y turbinas de gas.

**3.3.2.1 Motores de combustión interna (MCI).** Los motores de combustión aplicados a la cogeneración deriva de los equipos electrógenos y, aunque la mayoría de ellos son motores Diésel de cuatro tiempos, en el mercado existen todas las variedades posibles: ciclo Otto o Diésel y de cuatro o dos tiempos.

En estos motores se recupera el calor de refrigeración del motor y el calor residual contenido en los gases de escape. Dicha recuperación de calor se realiza mediante intercambiadores de calor situados, uno en el circuito de refrigeración del motor y otro a la salida de los gases de escape, como se muestra en la siguiente figura 3 en donde: G es un generador eléctrico, MC es un motor de combustión, I1 es un intercambiador de calor para recuperar parte del calor contenido en los gases de escape, I2 otro intercambiador de calor que enlaza el circuito cerrado de recuperación de calor con el circuito de distribución de calor a la demanda y finalmente I3 un intercambiador auxiliar de refrigeración que compensa la falta de demanda de calor [9].

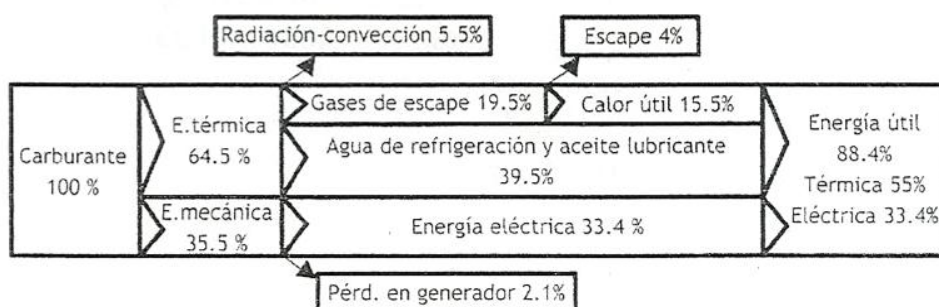
Figura 3. Esquema de cogeneración con motores de combustión.



Fuente: CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado.

La distribución de energía generada, eléctrica y térmica, y las pérdidas energéticas, dependen principalmente del tipo de motor, de su potencia nominal, del carburante utilizado y de lo alejado que este del punto de trabajo de las condiciones nominales. El diagrama de Sankey representado en la figura 4 da una idea de esta distribución [10].

Figura 4. Diagrama de Sankey típico de un motor de combustión.



Fuente: CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado.

### Los motores de combustión interna alternativos se clasifican en:

Encendido por chispa (Ciclo Otto).

Encendido por compresión (Ciclo Diesel).

**Encendido por chispa (Ciclo Otto) [11].** Los procesos que forman el ciclo de Otto, son los siguientes:

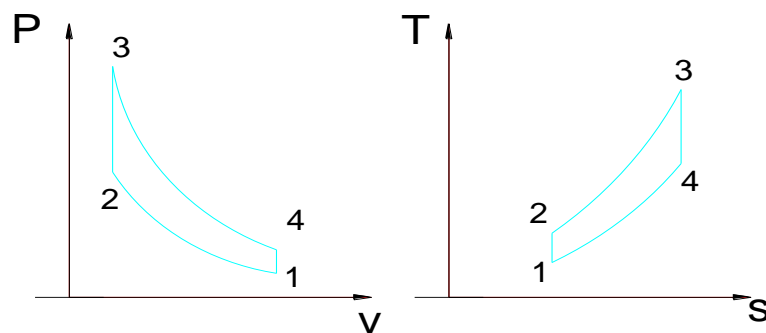
Proceso 1-2: Adiabática o isentrópica (sin intercambio de calor con el exterior): compresión del fluido.

Proceso 2-3: A volumen constante: introducción instantánea del calor.

Proceso 3-4: Adiabática: expansión.

Proceso 4-1: A volumen constante: rechazo instantáneo de calor.

Figura 5. Ciclo Otto.



Fuente: DÍAZ, Rodrigo. Motores de combustión interna.

La combustión se realiza cuando el pistón se encuentra en el punto de máxima compresión de una mezcla de aire-combustible. En este momento, la chispa que proporciona una bujía produce una deflagración con el consiguiente aumento de temperatura y presión de los gases que actúan sobre el pistón que será el encargado de realizar el trabajo motriz [12].

**Encendido por compresión (Ciclo Diésel) [13].** Los procesos que forman el ciclo de Diésel, son los siguientes:

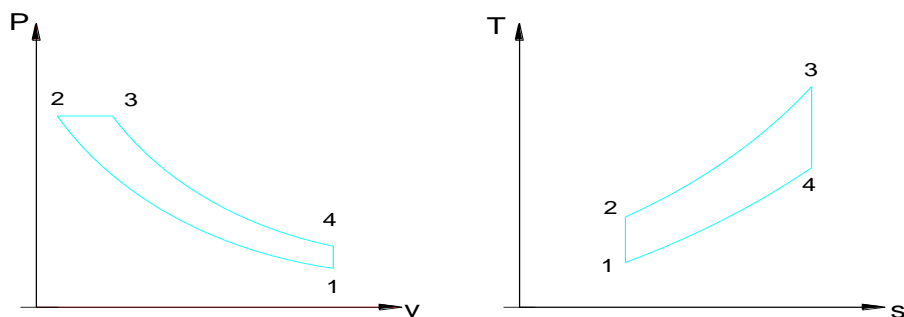
Proceso 1-2: Compresión adiabática.

Proceso 2-3: Introducción de calor a presión constante.

Proceso 3-4: Expansión adiabática.

Proceso 4-1: Rechazo de calor a volumen constante.

Figura 6. Ciclo Diésel.



Fuente: DÍAZ, Rodrigo. Motores de combustión interna

Se introduce previamente aire en el cilindro y se comprime hasta que llega a un punto de máxima temperatura; a continuación, se inyecta a presión y pulverizado el combustible, con lo que consigue la combustión con la fuerza necesaria para realizar su trabajo, los componentes mecánicos esenciales son los mismos. Entre las principales diferencias de los motores ciclo Otto tenemos: admite una mezcla aire-combustible, el encendido es provocado por una chispa, la combustión se realiza a volumen constante

En los motores ciclo Diésel: admite solo aire, el encendido es provocado por la alta temperatura que existe en la cámara de combustión, y la combustión se realiza a presión constante [14].

**Características de diseño.** Las características de diseño de las M.C.I, son las siguientes [15]:

*Rango de potencia:*

10 kW – a más de 5 MW.

*Carga parcial:*

Tiene un buen comportamiento a carga parcial y flexibilidad de funcionamiento, permite responder de manera casi instantánea a las variaciones de potencia sin que conlleve un gran incremento en el consumo específico.

*Fiabilidad:*

Los motores alternativos han demostrado ser generadores de energía confiable dado el mantenimiento adecuado.

*Ciclo de vida:*

Para unidades pequeñas, 10 años. Para unidades grandes (3 a 6 MW), 15 a 20 años.

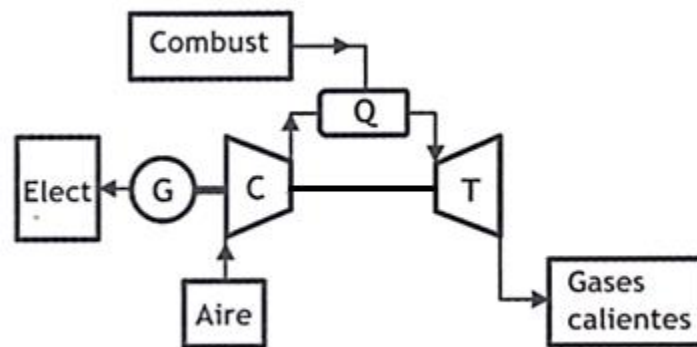
*Emisiones:*

Los motores diésel tienen relativamente altos los niveles de emisiones de NO<sub>x</sub> y partículas. Sin embargo, los motores de gas natural encendido por chispa han ido mejorando el perfil de las emisiones.

**3.3.2.2 Turbinas de gas (TG).** La turbina de gas está formada por un compresor, un quemador la turbina propiamente dicha y el alternador que genera electricidad.

Como se muestra en el esquema de la figura 7, el aire es aspirado por el compresor (C) que lo eleva a la presión de trabajo de la turbina (T), pasa a la cámara de combustión o quemador (CC) donde se quema el carburante y produce gases a alta temperatura, estos gases a presión y temperatura elevadas llegan a la turbina (T) donde se expansionan hasta la presión de escape. Parte del trabajo generado por la turbina se utiliza para accionar el compresor y el resto se transmite al alternador que genera electricidad. Los gases calientes a presión y temperatura elevadas llegan a la turbina, donde se expansionan hasta la presión de escape [16].

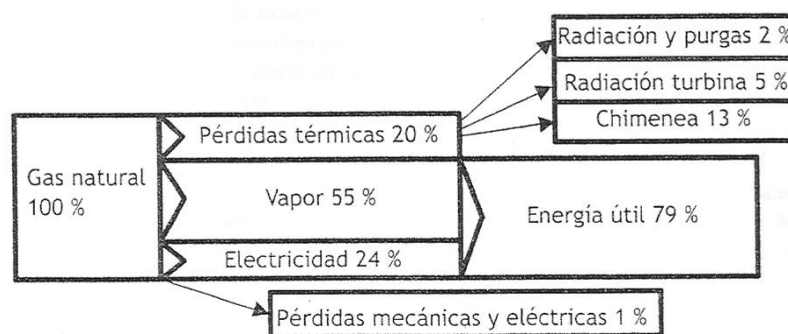
Figura 7. Esquema de cogeneración con turbina de gas.



Fuente: CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado.

La distribución de energía utilizable depende fundamentalmente de si lleva regenerador o no, en la siguiente figura se muestra un diagrama de flujo de energía [17].

Figura 8. Diagrama de Sankey típico de una turbina gas.



Fuente: CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado.

**Clasificación de las turbinas de gas.** Se clasifican en forma diversa y en distintos tipos en función del criterio utilizado:

*En función de la circulación del gas,* se clasifican en radiales o axiales. Tanto el compresor como la turbina pueden ser radiales o axiales, ambos a la vez o alguno de ellos.

*En función del número de ejes*, en uno o dos ejes. En las turbinas de un solo eje el compresor y la turbina están montados sobre un mismo eje y el alternador se conecta al mismo a través de un reductor de velocidad, generalmente del lado del compresor. En las turbinas de dos ejes, la turbina es de dos etapas con ejes independientes y ambas etapas pueden funcionar a distintas velocidades, una etapa arrastra el compresor y la otra mueve el alternador.

*En función del escape de gases*, en con o sin regeneración. En las turbinas sin regeneración los gases expulsados por la turbina se vierten directamente al resto de la instalación o al exterior.

En las turbinas con regeneración, estos gases antes de ser expulsados pasan por un intercambiador de calor que precalienta el aire comprimido, que sale del compresor, antes de su entrada en la cámara de combustión.

*En función de su diseño*, en pesadas o aeroderivadas. Las turbinas aeroderivadas son modelos que en el principio se diseñaron para la aeronáutica (aviones o helicópteros) y que luego se han adaptado a la cogeneración. Las turbinas pesadas ya han sido diseñadas, desde el principio para trabajar sobre una bancada fija y suelen ser más pesadas, alguna de ellas son de origen naval.

**Ciclo de Brayton o ciclo de turbina de gas básico [18].** Los procesos que forman el ciclo de Brayton, son los siguientes:

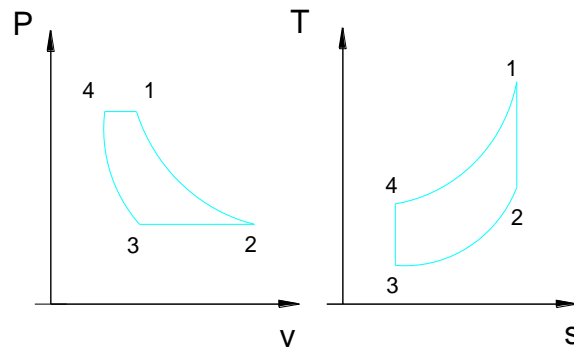
Proceso 1-2: Compresión isentrópica en el compresor.

Proceso 2-3: Suministro de calor a ( $p = cte$ ) (por la combustión en la cámara en el ciclo abierto, o por el suministro de calor al fluido secundario en el ciclo cerrado).

Proceso 3-4: Expansión isentrópica en la turbina (con el aire normal en el ciclo abierto, o con el fluido secundario en el ciclo cerrado).

Proceso 4-1: Rechazo de calor a ( $p = cte$ ), (al medio ambiente en el ciclo abierto, o a un intercambiador de calor en el ciclo cerrado).

Figura 9. Diagrama del ciclo Brayton  $p$  vs.  $v$ ,  $T$  vs.  $s$ .



Fuente: ZABALA, Gilberto. Termodinámica

**Características de diseño.** Las características de diseño de las TG, son las siguientes [19]:

*Rango de potencia:*

Desde 500 kw – 250 MW, Esto nos permite que sean instaladas en plantas de gran potencia como centrales térmicas o en industrias de consumo pequeño.

*Flexibilidad de combustible:*

Los combustibles con los que trabaja principalmente son el gas natural, y los destilados ligeros del petróleo.

*Fiabilidad:*

Las turbinas de gas modernas han demostrado ser generadoras de energía confiable dado el mantenimiento adecuado. Tiempo para revisar en general entre 25000 y 50000 horas.

*Alta temperatura de los gases de escape:*

Entre 800 a 900 °F para las pequeñas turbinas industriales y hasta 1100°F para las grandes turbinas, este calor se puede aprovechar con calderas de recuperación.

*Tiempo de vida útil:*

Comprende desde 15 a 20 años.



*Período de instalación:*

Desde 9 a 14 meses, para sistemas de gran tamaño puede incluso alcanzar los 2 años.

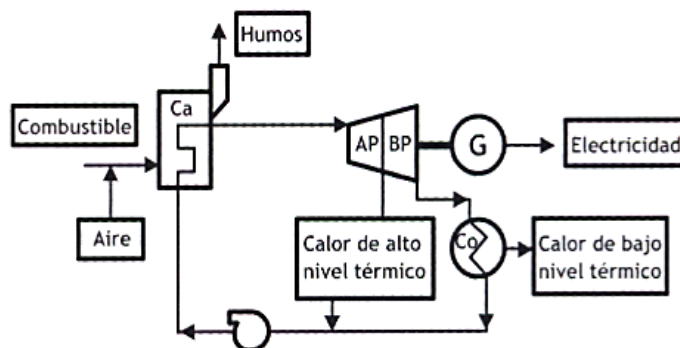
**3.3.2.3 Turbinas de vapor (TV).** El equipo de cogeneración con turbina de vapor funciona según un ciclo de Rankine clásico con una turbina a contrapresión o de condensación con extracción, en función del nivel térmico de la demanda de calor.

En la siguiente figura se muestra un esquema de turbina de vapor de condensación con extracción. La caldera (Ca) produce vapor recalentado que se lleva a una turbina de vapor de dos cuerpos uno de alta presión (AP) y otro de baja presión (BP). Todo el vapor generado por la caldera pasa por la zona de alta presión, parte del mismo continúa hasta la zona de baja presión y el resto se extrae.

El vapor sangrado en la zona intermedia está a una temperatura más elevada que el vapor expulsado en la zona de baja presión, con lo cual podemos tener calor útil a dos niveles térmicos distintos.

El vapor turbinado acciona un generador eléctrico (G) y el agua resultante se recoge en una línea de condensados y se devuelve a la caldera mediante una bomba de presión que consumirá parte de la electricidad generada [20].

Figura 10. Esquema de cogeneración con turbina de vapor.



Fuente: CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado.

**Clasificación de las turbinas de vapor.** Las turbinas de vapor según su aplicación pueden ser [21]:

1. **Turbina de contrapresión.** La característica principal es que el vapor, cuando sale de la turbina, se envía directamente al proceso. La turbina expulsa vapor a la presión atmosférica o superior.

Figura 11. Turbina de contrapresión.



Fuente: <http://requipcyber.com/turbinas.html>

2. **Turbina de extracción/condensación.** Una parte del vapor puede extraerse en uno o varios puntos de la turbina antes de la salida al condensador, obteniendo así, vapor a proceso a varias presiones, mientras que el resto del vapor se expande hasta la salida al condensador.

Estos sistemas se aplican principalmente en aquellas instalaciones en las que la necesidad de energía térmica respecto a la eléctrica es de 4 a 1 o mayor. La turbina expulsa el vapor a una presión inferior a la atmosférica.

Figura 12. Turbina de condensación.



Fuente: <http://requipcyber.com/turbinas.html>

**Ciclo de Rankine [22].** El ciclo de Rankine consta de dos procesos isentrópicos y dos procesos isobáricos. En la figura 16, se indican los diagramas  $P$  vs.  $v$ ,  $T$  vs.  $s$ ,  $h$  vs.  $s$ .

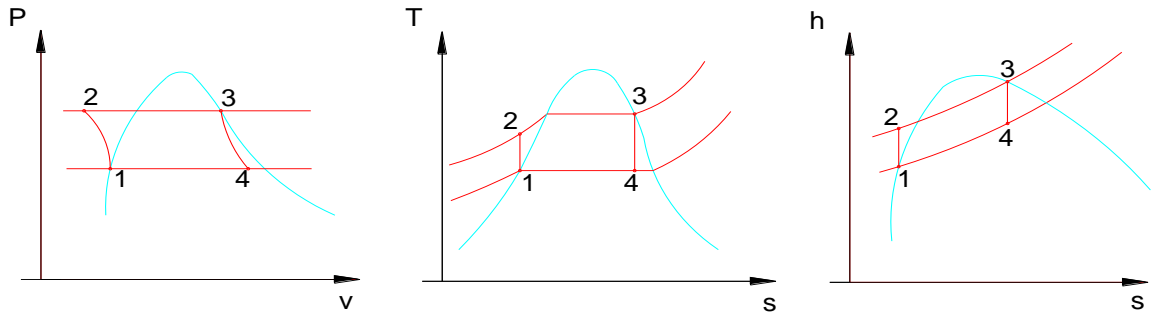
Proceso 1-2: Proceso reversible adiabático de compresión en la bomba ( $s = cte$ ).

Proceso 2-3: Transmisión de calor al agua para producir el vapor en el generador de vapor o caldera ( $p = cte$ ).

Proceso 3-4: Expansión reversible adiabática en la turbina ( $s = cte$ ).

Proceso 4-1: Transmisión de calor al agua de enfriamiento para condensar el vapor ( $p = cte$ ).

Figura 13. Diagramas del ciclo Rankine  $p$  vs.  $v$ ,  $T$  vs.  $s$ ,  $h$  vs.  $s$ .



Fuente: ZABALA, Gilberto. Termodinámica.

**Características de diseño.** Las características de diseño de las TV, son las siguientes [23]:

*Fiabilidad y vida útil:*

Cuando se opera y mantiene un correcto control la vida de la turbina de vapor es muy larga, desde 25 a 35 años.

*Flexibilidad de combustible:*

Las turbinas de vapor utilizan una amplia gama de combustibles.

*Aplicación:*

Actualmente su aplicación está limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa y residuos.

*Rango de potencia:*

Las turbinas de vapor están disponibles en tamaños desde 500 kW a más de 250 MW.

**3.3.2.4 Microturbinas [24].** Las microturbinas son pequeñas turbinas de gas, muchas de las cuales albergan un intercambiador interno de calor llamado recuperador.

En una microturbina un compresor de flujo radial (centrífugo) comprime el aire de entrada que es entonces precalentado en el recuperador usando calor de los gases de salida de la turbina. Seguidamente, el aire calentado en el recuperador se mezcla con combustible en la cámara de combustión y los gases calientes se expanden en la turbina

En turbinas de un solo eje, una única turbina de expansión hace girar el compresor y el generador. Los modelos de dos ejes utilizan una turbina para alimentar el compresor y una segunda turbina para alimentar el generador eléctrico. El calor contenido por los gases que sale de la turbina se usa entonces en el recuperador para precalentar el aire de salida del compresor.

Como se ha explicado anteriormente, las microturbinas son básicamente pequeñas turbinas de gas. Operan con el mismo ciclo termodinámico, conocido como ciclo Brayton.

Figura14. Microturbina.



Fuente: [http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_gas\\_turbines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_gas_turbines.pdf).

En el funcionamiento en CHP, un segundo intercambiador de calor transfiere la energía contenida en los gases de la turbina a un sistema de agua caliente. El calor obtenido

puede tener un gran número de aplicaciones, incluyendo calentamiento de agua potable, dirigirlo a un refrigerador por absorción o un sistema de secado, calefacción, y calor aprovechable para un proceso, entre otros.

Algunas microturbinas basadas en aplicaciones de CHP no usan recuperadores. Con estas microturbinas, la temperatura de la salida es más alta y, por lo tanto, hay más calor disponible para recuperar.

**Características de diseño.** Las características de diseño de las microturbinas, son las siguientes:

*Salida térmica:*

Las microturbinas producen gases de escape en el rango de 200°C a 315°C, apropiado para aprovisionar una gran variedad de necesidades térmicas.

*Flexibilidad en cuanto a combustible:*

Las microturbinas pueden funcionar usando un gran número de combustibles diferentes: gas natural, gases ácidos, y combustibles líquidos como gasolina, keroseno, y gasoil.

*Fiabilidad y tiempo de vida:*

El tiempo de vida diseñado está estimado entre las 40.000 y las 80.000 horas de trabajo.

*Potencia:*

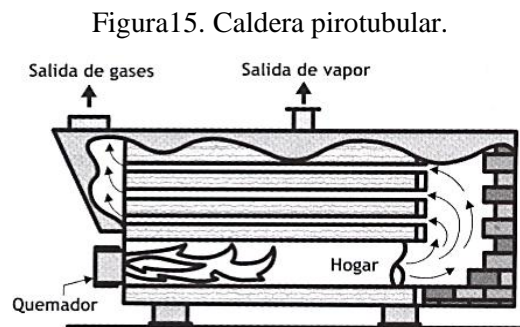
Las microturbinas disponibles tienen una potencia entre 30kW y 250kW.

**3.3.3** *Sistemas de aprovechamiento de calor.* Con los sistemas de recuperación se convierte, una central termoeléctrica en una planta de cogeneración, pues sin ellos, la energía térmica de los gases de escape continuaría siendo emitida al ambiente. Entre los equipos que nos permite realizar este trabajo son:

**3.3.3.1** *Caldera.* El término caldera debe aplicarse estrictamente al dispositivo que calienta el agua (u otro líquido) y la vaporiza.

La instalación completa que comprende la caldera, el hogar y todos los accesorios necesarios para producir vapor recibe el nombre de generador de vapor [25].

Una caldera de vapor es un recipiente metálico, diseñado para producir vapor a presión, que aprovecha una fuente de calor proveniente de un combustible sólido, líquido o gaseoso, para transferir su energía a un fluido, comúnmente agua.



Fuente: CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado.

### **Eficiencia de la caldera [26].**

La eficiencia térmica es el indicador de trabajo de una caldera que caracteriza el grado de aprovechamiento de la energía suministrada por el combustible, es decir, la parte de esa energía que ha sido transferida al agente de trabajo.

Para determinar la eficiencia de la caldera existen dos métodos: el “método directo ó de entradas y salidas” y el “método indirecto o de pérdidas”

### Método directo.

En el método directo, determina la relación entre la energía aprovechada en la transformación del agua en vapor, y la energía suministrada por el combustible. Se expresa en forma de porcentaje:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_{combustible}} \times 100\% \quad (2)$$

Donde:

$\eta_{caldera}$ : Eficiencia de la caldera [%].

$\dot{Q}_{vapor}$ : Calor transmitido al vapor [kcal/h].

$\dot{Q}_{combustible}$ : Calor transmitido por el combustible [kcal/h].

Para realizar los cálculos del calor transmitido al agua se debe conocer los siguientes datos:

Temperatura del agua alimentación " $T_{a.a}$ "

La presión a la cual se produce vapor " $P_{trabajo}$ "

El flujo de vapor " $\dot{m}_{vapor}$ "

Para el calor suministrado por el combustible al agua se necesita:

El flujo de combustible " $\dot{m}_f$ "

El poder calorífico superior del combustible " $GCV$ "

Una vez realizada la toma de datos se procede a determinar la eficiencia de la caldera mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{m}_{vapor} \times (h_g - h_f)}{\dot{m}_f \times GCV} \times 100\% \quad (3)$$

Donde:

$\eta_{caldera}$ : Eficiencia de la caldera [%].

$\dot{m}_{vapor}$ : Flujo de vapor [kg/h].

$\dot{m}_f$ : Flujo de combustible [kg/h].

$h_g$ : Entalpía de vapor saturado [kcal/kg].

$h_f$ : Entalpía de líquido subenfriado [kcal/kg].

$GCV$ : Poder calorífico superior [kcal/kg].

El  $GCV$  queda determinado en función de la densidad mediante la siguiente ecuación:

$$GCV = \frac{\text{Poder calorífico superior [btu/gal]}}{\text{densidad [lb/gal]}} \quad (4)$$

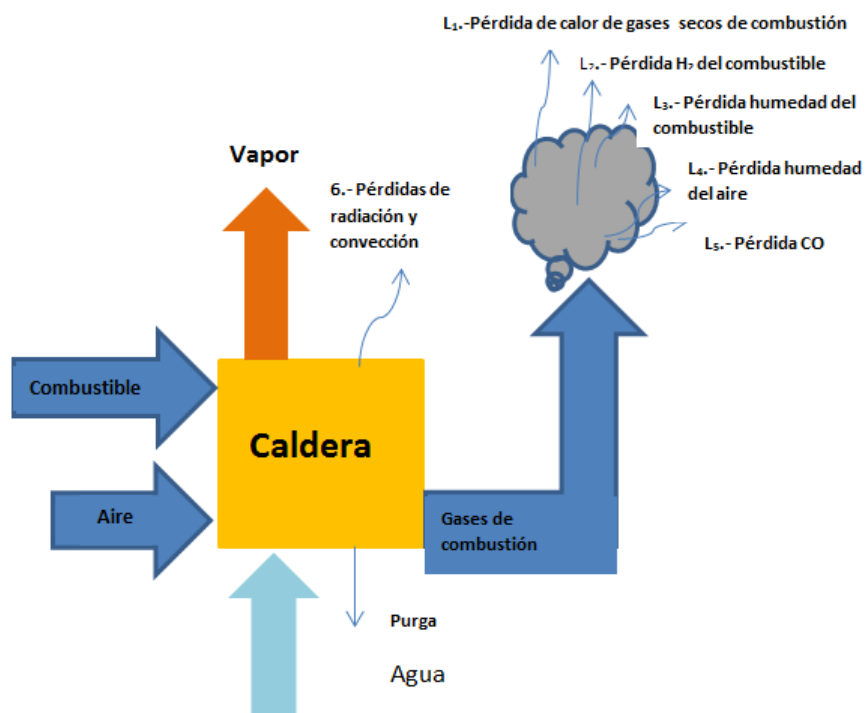
### Método indirecto.

En el método indirecto, la eficiencia se calcula restandole a 100 el valor de las pérdidas de calor medidas en la caldera, también se expresa en porcentaje:

$$\eta_{caldera} = 100 - \sum \text{Pérdidas} \quad (5)$$

En la caldera tenemos las siguientes pérdidas [19]:

Figura16. Pérdidas en la caldera.



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/16907865/Boiler-energy-Audit-Manual>.



Sustituyendo las pérdidas en la ecuación 5 tenemos:

$$\eta_{caldera} = 100 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6) \quad (6)$$

Donde:

$L_1$ : Pérdidas debido a los gases secos de combustión [%].

$L_2$ : Pérdidas debido al hidrógeno en el combustible  $H_2$  [%].

$L_3$ : Pérdidas debido a la humedad en el combustible  $H_2O$  [%].

$L_4$ : Pérdidas debido a la humedad en el aire  $H_2O$  [%].

$L_5$ : Pérdidas debido al monóxido de carbono CO [%].

$L_6$ : Pérdidas debido a radiación y convección [%].

Los parámetros que deben ser medidos para evaluar el rendimiento de la caldera por el método indirecto son:

a) Análisis de los gases de combustión:

% de  $CO_2$  ó O en los gases de combustión

Porcentaje de CO en los gases de combustión

b) Mediciones de flujo:

De combustible

De vapor

c) Mediciones de temperatura para:

Los gases de combustión

Del agua de alimentación

d) Medidas de presión para:

El vapor

De los gases de combustión

Antes de proceder a determinar las pérdidas debemos calcular:

**Aire teórico requerido para la combustión:**

$$A_t = \frac{11.6C + 34.8 \times \left(H_2 - \frac{O_2}{8}\right) + 4.35S}{100} \quad (7)$$

Donde:

**$A_t$** : Aire teórico [ $kg/kg_{comb}$ ]

**$C$** : Carbono presente en el combustible [%].

**$H_2$** : Hidrogeno presente en el combustible [%].

**$O_2$** : Oxígeno presente en el combustible [%].

**$S$** : Azufre presente en el combustible [%].

### **% Exceso de aire suministrado ( $EA$ )**

$$EA = \frac{O_2' \%}{21 - O_2' \%} \times 100 \quad (8)$$

Donde:

**$EA$** : Exceso de aire. [%]

**$O_2'$**  % : Oxígeno presente en el análisis de los gases de combustión [%].

Normalmente se recomienda la medición de  $O_2$ . Si la medición de  $O_2$  no está disponible, utilice la medición de  $CO_2$ .

### **Masa real de suministro de aire / kg de combustible ( $AAS$ )**

$$AAS = \{1 + EA/100\} \times A_t \quad (9)$$

Donde:

**$AAS$** : Masa real de suministro de aire [ $kg/kg_{comb}$ ].

**$EA$** : Exceso de aire suministrado [%].

**$A_t$** : Aire teórico requerido para la combustión [ $kg/kg_{comb}$ ].

### **Masa de los gases de combustión ( $m_{gc}$ )**

En el proceso de combustión se obtiene como resultado los gases de chimenea, estos se pueden encontrar en base húmeda o seca, en este caso para fines de este cálculo se los requiere en base seca es decir los gases producto de la combustión sin incluir el vapor de agua.

Por lo tanto la masa de gases seco de la chimenea viene dado en forma general por:

$$m_{gc} = m_{CO_2} + m_{SO_2} + m_{N_2} + m_{O_2} + m_{N_2'} + m_{O_2'} \quad (10)$$

Donde:

$m_{gsc}$ : Masa de gases secos de la chimenea [ $kg/kg_{comb}$ ].

$m_{CO_2}$ : Masa de  $CO_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

$m_{SO_2}$ : Masa de  $SO_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

$m_{N_2}$ : Masa de  $N_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

$m_{O_2}$ : Masa de  $O_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

$m_{N_2'}$ : Masa de  $N_2$  suministrado en el aire [ $kg/kg_{comb}$ ].

$m_{O_2'}$ : Masa de  $O_2$  presente en los gases de chimenea [ $kg/kg_{comb}$ ].

#### Masa de dióxido de carbono presente en el combustible.

Si la siguiente ecuación se la representa en función de la masa molar de los compuestos se obtiene lo siguiente:

$$m_{CO_2} = \frac{C \times M_{CO_2}}{M_C} \quad (11)$$

Donde:

$m_{CO_2}$ : Masa de  $CO_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

$C$ : Carbono contenido en 1kg de combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

$M_{CO_2}$ : Masa molar del  $CO_2$  [ $kg/kmol$ ].

$M_C$ : Masa molar del C [ $kg/kmol$ ].

#### Masa de dióxido de azufre presente en el combustible.

$$m_{SO_2} = \frac{S \times M_{SO_2}}{M_S} \quad (12)$$

Donde:

$m_{SO_2}$ : Masa de  $SO_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

**S**: Azufre contenido en 1kg de combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

**$M_{SO_2}$** : Masa molar del  $SO_2$  [ $kg/kmol$ ].

**$M_S$** : Masa molar del S [ $kg/kmol$ ].

**Masa de nitrógeno presente en el combustible.**

$$m_{N_2} = \frac{N_2}{100} \quad (13)$$

Donde:

**$m_{N_2}$** : Masa de  $N_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

**$N_2$** : Nitrógeno contenido en 1kg de combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

**Masa de oxígeno presente en el combustible.**

$$m_{O_2} = \frac{O_2}{100} \quad (14)$$

Donde:

**$m_{O_2}$** : Masa de  $O_2$  producto de la combustión del combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

**$O_2$** : Oxígeno contenido en 1kg de combustible [ $kg/kg_{comb}$ ].

**Masa del nitrógeno suministrado en el aire:**

Para éste cálculo se utiliza el análisis gravimétrico del aire, es decir que si se toma 100 kg de aire, 23 kg son de oxígeno y 77 kg de nitrógeno.

$$m_{N_2'} = \frac{AAS \times \%N_2}{100} \quad (15)$$

Donde:

**$m_{N_2'}$** : Masa de  $N_2$  suministrado en el aire [ $kg/kg_{comb}$ ].

**AAS**: Masa de aire suministrado [ $kg/kg_{comb}$ ].

**$\%N_2$** : Nitrógeno presente en el aire [77%].

### Masa de oxígeno presente en los gases de combustión.

$$m_{O_2'} = \frac{O_2' \% \times O_2'}{100} \quad (16)$$

Donde:

$m_{O_2'}$ : Masa de  $O_2$  presente en los gases de chimenea [ $kg/kg_{comb}$ ]

$O_2' \%$ : Oxígeno presente en el análisis de los gases de combustión [%].

$O_2'$ : Oxígeno presente en el aire [23%].

### Determinación del calor específico de los gases de combustión ( $C_{p_{gc}}$ )

Con la temperatura de los gases de combustión y las siguientes ecuaciones se determina el  $C_{p_{gc}}$  promedio de los gases de combustión

Para el  $O_2$  mediante la siguiente ecuación:

$$Cp_{O_2} = 0.36 - \frac{5.375}{T_{gc}^{1/2}} + \frac{47.8}{T_{gc}} \quad (17)$$

Donde:

$Cp_{O_2}$ : Calor específico del oxígeno.

$T_{gc}$ : Temperatura de los gases de combustión [ $^{\circ}K$ ]

Para el  $SO_2$  mediante la siguiente ecuación:

$$Cp_{SO_2} = 0.1875 + \frac{0.0944T_{gc}}{10^4} - \frac{1.336 * 10^4}{T_{gc}^2} \quad (18)$$

Para el  $N_2$  mediante la siguiente ecuación:

$$Cp_{N_2} = 0.338 - \frac{123.8}{T_{gc}} + \frac{4.14 * 10^4}{T_{gc}^2} \quad (19)$$

Para el  $CO_2$  mediante la siguiente ecuación:

$$C_{p_{CO_2}} = 0.368 - \frac{148.4}{T_{gc}} + \frac{3.2 * 10^4}{T_{gc}^2} \quad (20)$$

Con un promedio de estos valores se obtiene el valor del calor específico de los gases de combustión  $C_{p_{gc}}$ .

### **Determinación del calor específico del vapor de agua $C_{p_v}$**

Para determinar el calor específico del vapor de agua  $C_{p_v}$  se debe determinar la temperatura de saturación a la presión de trabajo absoluta si la presión manométrica es decir la presión medida en el caldero es de  $P_{trabajo}$  72.5 psig, y de acuerdo a las siguientes ecuaciones se obtiene lo siguiente:

$$P_v = P_{trabajo} + P_{Riobamba_{teo}} \quad (21)$$

Donde:

$P_v$ : Presión vapor absoluta [psia].

$P_{trabajo}$ : Presión de trabajo de vapor [psig].

$P_{Riobamba_{teo}}$ : Presión atmosférica local teórica [psi].

$$P_{Riobamba_{teo}} = P_{CN} \times (1 - (6.8753 \times 10^{-6}) \times Z_{lugar})^{5.2559} \quad (22)$$

Donde:

$P_{Riobamba_{teo}}$  = Presión atmosférica local teórica [in Hg].

$P_{CN}$  : Presión a condiciones normales 29.92126[in Hg].

$Z_{lugar}$  : Altura local del lugar 2754 [msnm]; 9035.433 [ftsnm].

Por lo tanto mediante el cálculo de la presión de trabajo absoluta se halla en las tablas de vapor la presión de saturación con la cual se determina luego se determina el calor específico para el vapor a dicha temperatura.

Se debe tener en cuenta el porcentaje de error con el que se calcula la presión absoluta en Riobamba, por lo tanto mediante la siguiente expresión se tiene:

$$\%error = \frac{P_{Riobamba_{teo}} - P_{Riobamba_{exp}}}{P_{Riobamba_{teo}}} * 100 \quad (23)$$

Donde:

**%error**: Error [%].

**$P_{Riobamba_{teo}}$** : Presión atmosférica local teórica.

**$P_{Riobamba_{exp}}$** : Presión en Riobamba experimental medida en manómetro de ESPOCH

### **Determinación de la presión parcial de vapor de agua.**

La presión parcial del vapor en una mezcla se define como el producto entre la humedad relativa y la presión de saturación del vapor.

La humedad relativa se mide mediante un higrómetro en el cuarto de calderos, mientras que la presión de saturación de vapor se determina a la temperatura de bulbo seco de esa mezcla, con lo que se tiene:

$$P_{v_{parcial}} = \phi \times P_g \quad (24)$$

Donde:

**$P_{v_{parcial}}$** : Presión parcial del vapor a las condiciones locales [*psia*].

**$\phi$** : Humedad relativa medida en Riobamba [50%]

**$P_g$** : Presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco [*psia*]

Por lo tanto la mediante la siguiente relación se tiene un dato de suma importancia en el cálculo de las pérdidas de calor por lo que se obtiene lo siguiente:

$$P_{v_{parcial}} \rightarrow h_{fg}$$

### **Pérdida de calor debido a los gases secos de la combustión.**

$$L_1 = \frac{m_{gc} \times C_{p_{gc}} \times (T_{gc} - T_a)}{GCV} \times 100\% \quad (25)$$

Donde:

$L_1$ : Pérdidas de calor en los gases secos [%]

$m_{gc}$ : Masa de los gases secos en  $[kg/kg_{comb}]$ .

$C_{p_{gc}}$ : Calor específico promedio de los gases de combustión en  $[kcal/kg^\circ C]$

$T_{gc}$ : Temperatura de los gases de combustión en  $[^\circ C]$

$T_a$ : Temperatura ambiente en  $[^\circ C]$

$GCV$ : Poder calorífico superior del combustible en  $[kcal/kg]$

### **Pérdida debido al hidrógeno en el combustible.**

$$L_2 = \frac{9 \times H_2 \times \{h_{fg} + C_{pv}(T_f - T_a)\}}{GCV} * 100\% \quad (26)$$

Donde:

$L_2$ : Pérdidas debido al hidrógeno en el combustible [%]

$H_2$ : Hidrógeno presente en el combustible en base a un 1kg  $[kg]$

$C_{pv}$ : Calor específico del vapor sobrecalentado  $[kcal/kg^\circ C]$

$T_{gc}$ : Temperatura de los gases de combustión  $[^\circ C]$

$T_a$ : Temperatura ambiente en  $[^\circ C]$

$h_{fg}$ : Calor latente a la presión parcial del vapor de agua  $[kcal/kg]$

$GCV$ : Poder calorífico superior del combustible  $[kcal/kg]$

### **Pérdidas debido a la humedad en el combustible.**

$$L_3 = \frac{M \times \{h_{fg} + C_{pv}(T_{gc} - T_a)\}}{GCV} * 100\% \quad (27)$$

Donde:

$L_3$ : Pérdidas debido a la humedad en el combustible [%]



**M**: Humedad en el combustible en base a 1 kg

**C<sub>pv</sub>**: Calor específico del vapor sobrecalentado en [kcal/kg°C]

**T<sub>gc</sub>**: Temperatura de los gases de combustión en [°C]

**T<sub>a</sub>**: Temperatura ambiente en [°C]

**h<sub>fg</sub>**: Calor latente a la presión parcial del vapor de agua en [kcal/kg]

**GCV**: Poder calorífico superior del combustible en [kcal/kg]

#### **Pérdidas debido a la humedad en el aire.**

$$L_4 = \frac{AAS \times hf \times C_{pv}(T_{gc} - T_a)}{GCV} \times 100\% \quad (28)$$

Donde:

**L<sub>4</sub>**: Pérdidas debido a la humedad en el aire.

**AAS**: Masa real de suministro de aire por kg de combustible.

**hf**: Factor de humedad ó relación de humedad en [kg<sub>agua</sub>/kg<sub>aire seco</sub>]

**C<sub>pv</sub>**: Calor específico del vapor sobrecalentado en [kcal/kg°C]

**T<sub>gc</sub>**: Temperatura de los gases de combustión en [°C]

**T<sub>a</sub>**: Temperatura ambiente (temperatura de bulbo seco) [°C]

**GCV**: Poder calorífico superior del combustible en [kcal/kg]

#### **Pérdida debido a la combustión incompleta**

$$L_5 = \frac{\%CO \times C}{\%CO + \%CO_2} \times \frac{5744}{GCV} \times 100\% \quad (29)$$

Donde:

**L<sub>5</sub>**: % pérdida de calor debido a la transformación parcial de C a CO.

**CO<sub>2</sub>**: Volumen real de CO<sub>2</sub>: en los gases de combustión [%].

**C**: Contenido de carbono [kg/kg<sub>comb</sub>].

**GCV**: Poder calorífico superior del combustible en [kcal/kg].

**CO**: Volumen de CO en los gases de combustión provenientes del economizador [%].

Cuando el  $CO$  se obtiene en ppm durante el análisis de gases de combustión.

$$CO(M_{CO}) = CO(enn\ ppm) \times 10^{-6} \times \dot{m}_f \times 28 \quad (30)$$

Donde:

$\dot{m}_f$ : consumo de combustible en  $[kg/h]$ .

### **Pérdidas por radiación y convección.**

$$L_6 = 0.584 \times \left[ \left( \frac{T_s}{55} \right)^4 - \left( \frac{T_a}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 \times (T_s - T_a)^{1.25} \times \sqrt{\frac{196.85V_m + 68.9}{68.9}} \quad (31)$$

Donde:

$L_6$ : Calor perdido por radiación y convección  $[w/m^2]$

$V_m$ : Velocidad del viento en  $[m/s]$

$T_s$ : Temperatura de superficie  $[^{\circ}K]$

$T_a$ : Temperatura ambiente  $[^{\circ}K]$

Como  $L_6$  debe ser expresado en % y las pérdidas deben ser determinadas para: la carcasa y las tapas laterales, por estar a diferentes temperaturas se utiliza la siguiente ecuación:

### **Carcasa:**

$$L_{6carcasa} = \frac{L_6 \times A_c}{GCV \times \dot{m}_f} \times 100\% \quad (32)$$

Donde:

$L_{6carcasa}$ : Perdidas de calor por radiación y convección en la carcasa [%].

$L_6$ : Calor perdido por radiación y radiación  $[kcal/m^2h]$

$A_c$ : Área de la carcasa  $[m^2]$

$GCV$ : Poder calorífico superior del combustible  $[kcal/kg]$

$\dot{m}_f$ : Flujo de combustible  $[kg/h]$

La carcasa es considerada como un cilindro, por lo tanto su área queda determinada por la ecuación 33:

$$A_c = 2\pi EB \quad (33)$$

Donde:

$A_c$ : Área de la carcasa [ $m^2$ ]

$E$ : Radio de la caldera en [ $m$ ]

$B$ : Longitud de la caldera en [ $m$ ]

**Tapas laterales:**

$$L_{6lateral} = \frac{L_6 \times A_{tapa}}{GCV \times \dot{m}_f} \times 100\% \quad (34)$$

Donde:

$L_{6lateral}$ : Perdidas de calor por radiación/convección en las tapas laterales [%].

$L_6$ : Calor perdido por radiación y convección [ $kcal/m^2h$ ]

$A_{tapa}$ : Área lateral en [ $m^2$ ]

$GCV$ : Poder calorífico superior del combustible en [ $kcal/kg$ ]

$\dot{m}_f$ : Flujo de combustible en [ $kg/h$ ]

El área de las tapas laterales es determinada por la ecuación 25:

$$A_{tapa} = 2\pi E^2 \quad (35)$$

Donde:

$A_{tapa}$ : Área de las tapas laterales [ $m^2$ ]

$E$ : Radio de la caldera en [ $m$ ]

## Pérdidas por purgas [27]

Cuando el agua se evapora en la caldera, se separan los sólidos disueltos presentes en el agua de alimentación. Los sólidos en suspensión forman lodos o sedimentos en la caldera, que degradan la transferencia de calor, mientras que los sólidos disueltos provocan espuma y acarreo de agua con el vapor. Para reducir el nivel total de sólidos disueltos y suspendidos (SDT) y llevarlos a límites aceptables, periódicamente se tiene que purgar agua de la caldera.

Para determinar las pérdidas por purga primero se debe determinar la tasa de purga, la cual queda expresada por la siguiente ecuación:

$$\frac{X_{purga}}{X_{vapor}} = \frac{SDT_{a.a}}{SDT_{caldera} - SDT_{a.a}} \quad (36)$$

Donde:

$X_{purga}$ : Masa de agua de alimentación que ingresa a la caldera.

$X_{vapor}$ : Masa de vapor producida por la caldera.

$SDT_{a.a}$ : Sólidos disueltos totales en el agua de alimentación [ppm]

$SDT_{caldera}$ : Sólidos disueltos en el agua de la caldera ( $SDT_{purga}$ ) [ppm]

El porcentaje de pérdidas, al que designamos como  $L_7$ , se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$L_7 = \frac{\frac{X_{purga}}{X_{vapor}} \times (h_f - h_{a.a}) \times \eta_{caldera}}{(h_g - h_{a.a})} \times 100\% \quad (37)$$

Donde:

$L_7$ : Pérdidas por purgas [%].

$\frac{X_{purga}}{X_{vapor}}$ : Tasa de purga

$h_f$ : Entalpía de líquido saturado a la presión de vapor absoluta [kcal/kg].

$h_g$ : Entalpía de vapor saturado a la presión absoluta [kcal/kg].

$\eta_{caldera}$ : Eficiencia del caldero [%].

$h_{a.a}$ : Entalpía de agua de alimentación [ $kcal/kg$ ].

La entalpía del agua de alimentación se obtiene en base a la presión absoluta de la bomba la cual queda determinada mediante la siguiente ecuación:

$$P_{bomba_{man}} = P_{trabajo} + \Delta P \quad (38)$$

Donde:

$P_{bomba_{man}}$ : Presión manométrica de la bomba [psig].

$P_{trabajo}$ : Presión de trabajo de vapor [psig].

$\Delta P$ : Caída de presión [psig]

Si  $\Delta P = 0.1 P_{trabajo}$  reemplazando éste valor en la ecuación anterior se determina la presión en la bomba.

**3.3.3.2 Motores de combustión interna.** El motor de combustión interna, visto como sistema de generación de calor, tiene cuatro fuentes de calor residual utilizable [28]:

Gases de escape.

Agua de refrigeración de las camisas de los cilindros.

Agua de refrigeración del aceite lubricante.

Pérdidas por radiación

Aire de admisión (en motores turboalimentados).

Su mayor inconveniente, es la dificultad del aprovechamiento de calor, por existir varias fuentes de energía térmica, como se explica anteriormente.

Los gases de escape contienen sólo 1/3 de la energía del combustible, que puede ser usado para producir vapor, agua sobrecalentada y/o agua caliente. En algunas plantas de cogeneración se utilizan directamente los gases de combustión para el proceso de secado.

**3.3.3.3 Bombas de calor [29].** La bomba de calor es un sistema de refrigeración que se puede usar tanto para enfriar como para calentar. En general, la bomba de calor es una máquina de refrigeración por compresión de vapor.

Normalmente, el objetivo de una máquina de refrigeración es absorber calor en el evaporador, de una carga de enfriamiento. El calor que sale del condensador pasa a la atmósfera o a un cuerpo de agua.

No hay razón para que este calor no se pueda usar para satisfacer una carga de calefacción. Cuando se realiza esto, la máquina se transforma en una bomba de calor. El efecto de refrigeración, que continúa teniéndose, puede usarse o no, dependiendo de las necesidades. En la figura 17 muestra el funcionamiento una bomba de calor (calefacción).

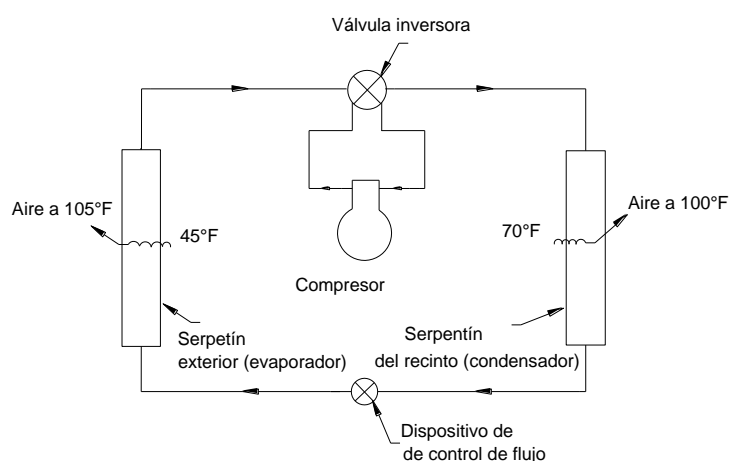
En invierno, la dirección del flujo del refrigerante se invierte después de salir del compresor, de modo que el serpentín del recinto sirve como condensador, el serpentín exterior sirve como evaporador. El aire del recinto que pasa por el serpentín recibe, por lo tanto el calor eliminado del condensador. La bomba de calor actúa ahora como unidad de calefacción.

La inversión del flujo de refrigerante para cambiar de calefacción a enfriamiento se efectúa con una válvula inversora. Tiene cuatro conexiones o puertos, de los cuales dos siempre están abiertos para permitir el flujo en la dirección deseada.

Con frecuencia, las bombas de calor se consiguen como equipo unitario, al estar todos los componentes armados en paquete, incluyendo la unidad manejadora de aire.

Una ventaja definida de la bomba de calor es que puede proporcionar enfriamiento o calefacción con una sola máquina, sin grandes modificaciones. En muchos casos esto significa que tendría un costo inicial menor que si se usaran equipos separados para calefacción y enfriamiento.

Figura17. Ciclo de la bomba de calor (calefacción).



Fuente: PITA, Edward G. Acondicionamiento de Aire.

**3.3.3.4 Calderas de recuperación [30].** En las instalaciones de cogeneración se dispone de gases calientes procedentes de los motores de combustión interna y turbina de gas, a temperaturas no muy elevadas, que se utilizan para generar calor (vapor). Los recuperadores de calor empleados en estos casos se denominan calderas de recuperación.

Son normalmente de diseño vertical, de tubos de humo y en la mayoría de los casos se necesita el apoyo de un quemador de combustible convencional. Entre las funciones de las calderas de recuperación se tiene las siguientes:

Recuperación de calor de los gases de combustión.

Enfriamiento de gases de la salida de un proceso para recuperar calor en forma de vapor.

**Enfriamiento evaporativo.-** Es la forma más común para intercambiar calor entre gas y líquido, la más compacta y barata. Las gotas de líquido descenden por gravedad y están en contacto físico con la corriente de gas ascendente. Este tipo puede usarse para enfriar el gas o la corriente de líquido. El ejemplo típico de este proceso son las torres de enfriamiento de agua.

La TG genera electricidad y, para ello aspira aire y consume gas natural, los gases calientes expulsados se llevan a una caldera de recuperación (Cr) pudiéndose, si conviene, quemar más gas natural aumentando su capacidad de generar vapor; el vapor generado se lleva a una turbina donde produce electricidad y aporta calor a la demanda térmica.

El equipo de cogeneración de ciclo combinado suele estar equipado con quemadores auxiliares, suelen ser quemadores de postcombustión en vena de aire, situados a la entrada de la caldera que permiten quemar solamente combustible y elevar la temperatura de los gases de la entrada de la caldera y; si se añade más aire, aumentar también su caudal.

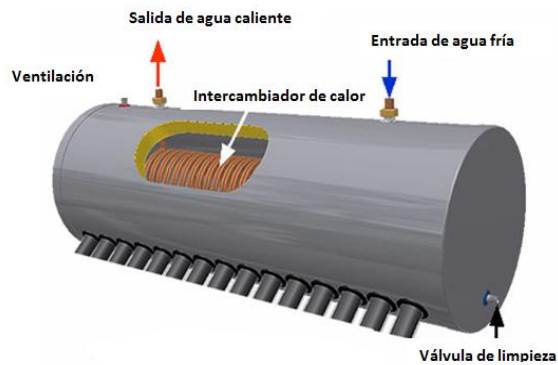
-41-



**3.3.3.6 Regeneradores.** Son aquellos en que se la superficie calefactora está expuesta durante cierto tiempo, primero a un fluido caliente y luego a uno frío. El almacenamiento de calor es una operación temporal. Así, el calor se absorbe temporalmente para liberarlo después en condiciones y tiempos designados.

**3.3.3.7 Intercambiadores de calor.** Este dispositivo sirve para transferir calor entre, un medio caliente a otro frío.

Figura19. Intercambiador de calor.



Fuente: [http://www.protecolsolar.com.mx/productos/inter\\_calor.html](http://www.protecolsolar.com.mx/productos/inter_calor.html)

**Los tipos de intercambiadores de calor son [32]:**

**Tipo abierto.** Son equipos donde se transmite energía cuando los fluidos del proceso se mezclan; la transmisión de calor ocurre simultáneamente con la transferencia de masa. Ejemplo: Torres de refrigeración.

**Tipo cerrado (recuperadores).**- Se ocasiona la transferencia de calor cuando los fluidos no se mezclan. Ejemplo: condensadores, evaporadores, etc.

**3.3.4** *Sistemas de refrigeración* [33]. La refrigeración, conocida comúnmente como un proceso de enfriamiento, se define más correctamente como la remoción de calor de una sustancia para llevarlo o mantenerla a una temperatura convencionalmente baja, inferior a la temperatura del ambiente.

Los métodos frigoríficos que actualmente se consideran son (por orden de importancia) [34]:

Ciclo de compresión de vapor o compresión mecánica.

Ciclo de absorción.

Ciclo de gas.

Refrigeración termoeléctrica.

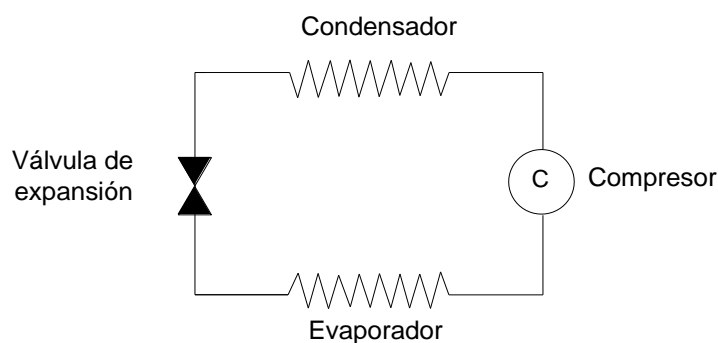
En nuestro caso nos centraremos en los dos primeros métodos, para poder conocer sus similitudes y diferencias, como a la vez sus ventajas y desventajas.

**3.3.4.1** *Refrigeración por compresión mecánica.* El ciclo se fundamenta en la compresión de un vapor que al hallarse a mayor temperatura que el medio caliente cede calor.

Con ello el vapor se enfría y, si la presión es adecuada, incluso se condensa. El condensado se expande en una válvula de expansión o en un tubo capilar, con lo que, de una parte pierde presión proporcionada por el compresor y, por otra parte, experimenta un enfriamiento súbito que hace posible la absorción de calor del medio frío que produce la vaporización del líquido. El gas será nuevamente comprimido por el compresor y de esta forma el ciclo prosigue.

Los elementos fundamentales de un ciclo de compresión de vapor son: el evaporador, el compresor, el condensador y un dispositivo de expansión que puede ser una válvula o un simple tubo capilar.

Figura 20. Elementos básicos del ciclo simple de compresión de vapor.



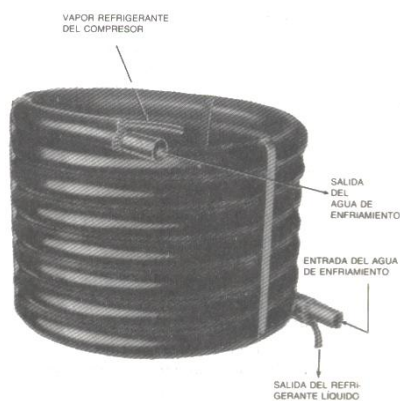
Fuente: JUTGLAR, Luis. Técnicas de Refrigeración

**Condensador [35].** El objeto del condensador en el sistema de refrigeración es remover calor del evaporador refrigerante que sale del compresor (o del generador en un sistema de absorción), de manera que el refrigerante se condense su estado líquido. Entonces será éste capaz de lograr un efecto de refrigeración por evaporización.

En el condensador, el calor se trasfiere del refrigerante a un medio de enfriamiento, ya sea el aire o el agua. El refrigerante siempre sale del compresor a una temperatura muy superior a su temperatura de saturación (de condensación); esto es, se halla sobrecalentado. En la primera parte se halla parte del condensador tiene lugar la remoción del calor sensible (el vapor se enfría hasta su temperatura de saturación). A continuación, la remoción adicional del calor condensa gradualmente el refrigerante (se remueve el calor latente).

El tamaño del condensador puede ser justamente el adecuado, para que el refrigerante salga del condensador como un líquido saturado a su temperatura de condensación. En la mayoría de los casos, la superficie de transferencia de calor del condensador es suficiente para que el refrigerante líquido se subenfrie por debajo de su temperatura de saturación antes de salir del condensador.

Figura 21. Condensador de serpentín de doble tubo.

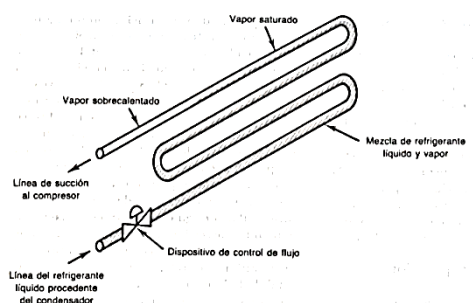


Fuente: PITA, Edward G. Principios y sistemas de refrigeración.

**Evaporador [36].** El evaporador constituye (junto con el condensador) un ejemplo del tipo de equipo conocido como cambiador de calor. Tiene como objetivo proveer una transferencia de continua y eficiente de calor desde el medio que se desea enfriar; al fluido refrigerante. El medio que se desea enfriar puede ser un gas, un líquido, o un sólido.

El aire y el agua son las sustancias que comúnmente se enfrían con los evaporadores. En los evaporadores más comunes el refrigerante fluye por los tubos, mientras que el aire que se desea enfriar fluye por el exterior de los mismos. A estos tubos, construidos a menudo en forma de serpentines, se le llama la superficie de transferencia de calor.

Figura 22. Flujo del refrigerante en un evaporador de serpentín de expansión seca



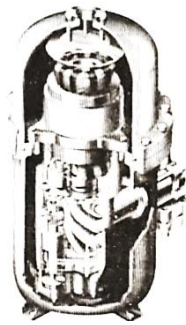
Fuente: PITA, Edward G. Principios y sistemas de refrigeración.

**Compresor [37].** La principal función de un compresor de refrigeración es aumentar la presión de evaporización, hasta la presión a la cual el gas puede ser condensado, la

presión debe aumentarse hasta alcanzar la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación. La función principal del compresor produce algunas funciones secundarias, si bien son necesarias.

La elevada presión de descarga proporciona la energía necesaria para hacer que el refrigerante circule a través de la tubería y el equipo, venciendo la resistencia a la fricción. Además, el gran diferencial de presión creado motiva la expansión súbita en el dispositivo de control de flujo, causando una caída de temperatura.

Figura 23. Compresor helicoidal hermético.



Fuente: PITA, Edward G. Principios y sistemas de refrigeración.

**Dispositivos de control de flujo [38].** El dispositivo de control de flujo debe realizar dos funciones en un sistema de compresión de vapor:

Crear una caída de presión, desde el lado de alta al lado de bajo del sistema. Esta caída de presión da como resultado la expansión del refrigerante que fluye, haciendo que una pequeña cantidad del mismo se evapore, de manera que se enfrié hasta la temperatura de evaporación.

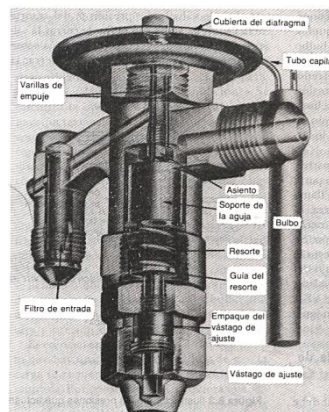
Regular el flujo del refrigerante líquido que se alimenta al evaporador, según sea la demanda.

**Tipos de dispositivos de control de flujo.** Entre los tipos de dispositivos se tiene: válvula de expansión manual, válvula de expansión termostática, válvulas de flotador de lado de alta y de baja, y válvulas de expansión automática.

De todos los dispositivos de control de flujo, el de más amplio uso es la válvula termostática.

**Válvula de expansión termostática (VET) [39].** Realiza un control automático del flujo refrigerante al evaporador, en la proporción requerida, sobre una amplia gama de cargas, mientras mantiene en operación la mayor parte de la superficie de transferencia de calor a fin de evaporar el refrigerante a pesar de las variadas condiciones. Esto contribuye a mantener las necesidades de potencia en un nivel bajo.

Figura 24. Vista de sección de una válvula de expansión térmica.



Fuente: PITA, Edward G. Principios y sistemas de refrigeración.

**Ciclo invertido de Carnot [40].** El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración que opera entre dos niveles de temperatura, por lo que, se constituye en un estándar de comparación para los ciclos reales de refrigeración.

La efectividad de un sistema de refrigeración se expresa a través del coeficiente de funcionamiento C.O.P. definida por la siguiente expresión:

$$COP_{CARNOT} = \frac{\text{Efecto refrigerante útil}}{\text{Energía neta suministrada por fuente externa}} \quad (39)$$

El coeficiente de funcionamiento del ciclo de Carnot, se expresa en términos de temperatura como:

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (40)$$

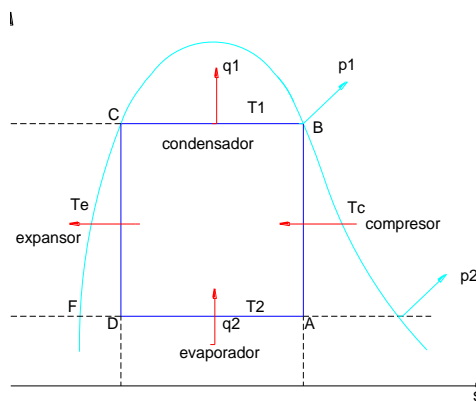
Donde:

**$COP_{CARNOT}$** : Coeficiente de funcionamiento de Carnot

**$T_{evap}$** : Temperatura de evaporación.  $[^{\circ}K]$

**$T_{cond}$** : Temperatura de condensación.  $[^{\circ}K]$

Figura 25. Diagrama del ciclo invertido de Carnot



Fuente: CAMPOVERDE, M. Diseño y construcción de un banco de pruebas para un sistema de climatización para laboratorio.

Para determinar la  $T_{evap}$  se necesita los siguientes datos:

Temperatura de la cámara de conservación.

(TD) la diferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio refrigerado.

La temperatura de cámara es tomada desde su indicador en la parte externa y (TD) se encuentra en función de la humedad relativa del espacio refrigerado y del tipo de evaporador.

$$T_{evap} = T_{cámara} - TD \quad (41)$$

Para determinar  $T_{\text{cond}}$  se requiere de los siguientes datos:

La temperatura ambiente  $T_a$ .

Diferencia de temperatura de 10 °C entre la temperatura de condensación y la temperatura ambiente.

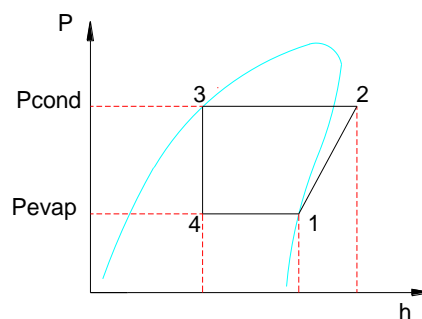
$$\Delta T = T_{\text{cond}} - T_a \quad (42)$$

Se debe tomar en cuenta el tipo de refrigerante para poder determinar el resto de propiedades.

**El ciclo frigorífico ideal [41].** Representado en el diagrama  $p - h$ , el refrigerante pasa del estado 4 con mayor concentración de líquido al estado 1 donde se obtiene vapor saturado. Luego este es comprimido y recalentado desde 1 hasta alcanzar las condiciones de condensación en el estado 2. La compresión se considera adiabática y el trabajo de compresión representa aumento de entalpía, por lo tanto las condiciones anteriores son para un ciclo ideal.

A continuación se realiza un análisis punto a punto de los que componen el diagrama para ciclo ideal.

Figura 26. Diagrama ciclo frigorífico ideal.



Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de refrigeración.

**Punto 1.** El estado 1 se encuentra en la línea de vapor saturado, la presión a la cual se determina el resto de propiedades, es la presión de saturación. La presión de saturación se encuentra a partir de la temperatura de evaporación.



**Punto 2.** El estado 2 se encuentra en la zona de vapor recalentado. Este punto se determina intersecando  $s_1$  y la presión de condensación o mediante el diagrama  $P - h$  del refrigerante.

**Punto 3.** El estado 3 se encuentra en la línea de líquido saturado. Sus propiedades se determinan mediante la tabla de saturación del refrigerante.

**Punto 4.** El estado 4 se encuentra en la zona de líquido – vapor y su entalpía queda determinada por la entalpía del estado 3, con lo que se obtiene  $h_4 = h_3$ , por que la válvula de expansión tiene un proceso isoentálpico.

$$C.O.P_{instalación} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (43)$$

Donde:

**$C.O.P_{instalación}$** : Coeficiente de funcionamiento de la instalación [%]

**$h_1$** : Entalpía a la salida del evaporador [kJ/kg].

**$h_2$** : Entalpía a la salida del compresor [kJ/kg].

**$h_4$** : Entalpía a la entrada del evaporador [kJ/kg].

Con el C.O.P. tanto de Carnot como de la instalación y utilizando la siguiente ecuación se tiene la eficiencia teórica de la instalación.

$$\eta_{instalación} = \frac{C.O.P_{teor-inst}}{C.O.P_{Carnot}} \quad (44)$$

Donde:

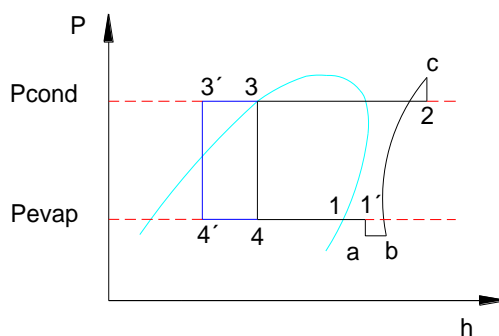
**$\eta_{instalación}$** : Eficiencia teórica de la instalación [%].

**$C.O.P_{inst}$** : Coeficiente de funcionamiento teórico de la instalación.

**$C.O.P_{Carnot}$** : Coeficiente de funcionamiento de Carnot.

**El ciclo frigorífico real [42].** En un ciclo de refrigeración ideal, la variación principal ocurre en el compresor. Las variaciones y temperaturas debido a posibles recalentamientos y sub enfriamientos del refrigerante y caídas de presión en los diferentes elementos componentes de la instalación.

Figura 27. Diagrama  $p - h$  del ciclo frigorífico real.



Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de refrigeración

**Punto 1'.** El estado 1', se localiza en la zona de vapor recalentado; esto es, debido al recalentamiento del refrigerante (1-1') sea en el evaporador y/o en la tubería de aspiración. Este incremento de temperatura es de 10°F, mediante la siguiente ecuación se determina la temperatura  $T'_1$ .

$$T'_1 = T_1 + \Delta T_1 \quad (45)$$

Donde:

$T_1$ : Temperatura de evaporación [°F].

$\Delta T_1$ : Recalentamiento en la tubería de aspiración [°F].

Como  $P'_1 = P_1$ , y la entalpía y entropía se determina mediante el diagrama  $p - h$ , del refrigerante.

**Punto a.** En el estado a, se considera una pérdida de 4 psia (27.58 kPa) en la tubería de aspiración o succión debido a la fricción entre el refrigerante y la tubería. Por lo tanto la presión del estado a se determina mediante la ecuación 34.

$$P_{asp} = P_{evap} - \Delta P_{asp} \quad (46)$$

Donde:

$P_{asp}$ : Presión de aspiración [kPa]

$\Delta P_{asp}$ : Caída de presión en la tubería de aspiración [kPa]

**Punto b.** El estado del punto b, tiene la misma presión que el punto a, el refrigerante tiene un aumento de temperatura de 12°F cuando entra en contacto con la superficie de la cámara de compresión.

$$T_b = T_a + \Delta T_2 \quad (47)$$

Donde:

$\Delta T_2$ : Recalentamiento en la cámara de compresión [°F].

**Punto c.** En el estado c, se considera una caída de presión de 4 psia (27.58 kPa) en la línea de descarga. Por lo tanto mediante la siguiente ecuación se determina la presión de descarga.

$$P_{cond} = P_{desc} - \Delta P_{desc} \quad (48)$$

Donde:

$P_{desc}$ : Presión de descarga [kPa]

$\Delta P_{desc}$ : Caída de presión en la línea de descarga [kPa]

Para calcular la entalpía en el punto c se debe contar con la eficiencia isentrópica del compresor, en el caso que esta no se tenga este dato se asume que la misma es del 70%.

$$\eta_{isoentropica} = \frac{h_2 - h_1}{h_c - h_1} \quad (49)$$

Donde:

$\eta_{isoentropica}$ : Eficiencia isoentrópica del compresor [70 %].

$h_2$ : Entalpía en el punto 2 [kJ/kg].

$h_1$ : Entalpía en el punto 1 [kJ/kg].

$h_c$ : Entalpía en el punto c [kJ/kg].

**Punto 2.** Desde el estado c hasta el estado del punto 2 cae la presión, hasta llegar a la presión de condensación, mediante un proceso isoentálpico el cual permite la apertura de la válvula de descarga.

**Punto 3'.** El estado 3, se desplaza hacia la zona de líquido sub enfriado hasta 3', debido a una disminución de temperatura a la salida del condensador.

**Punto 4'.** El estado 4', se encuentra en la zona de líquido – vapor, tiene la misma entalpía  $h_4 = h_3$  , ya que la válvula de expansión tiene un proceso isoentálpico.

Por lo tanto una vez obtenidos los puntos en el diagrama del ciclo real se procede a calcular tanto el  $C.O.P_{real}$  como la eficiencia real para la instalación, estos dos datos se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones.

$$C.O.P_{real} = \frac{h_1 - h_4'}{h_2 - h_1'} \quad (50)$$

Donde:

**$C.O.P_{real}$ :** Coeficiente de funcionamiento real de la instalación.

**$h_1$ :** Entalpía a la salida del evaporador [kJ/kg].

**$h_2$ :** Entalpía a la salida del compresor [kJ/kg].

**$h_4'$ :** Entalpía a la entrada del evaporador [kJ/kg].

**$h_1'$ :** Entalpía a la entrada del compresor [kJ/kg].

$$\eta_{real} = \frac{C.O.P_{real}}{C.O.P_{Carnot}} \quad (51)$$

Donde:

**$\eta_{real}$ :** Eficiencia real de la instalación [%].

**$C.O.P_{real}$ :** Coeficiente de funcionamiento real de la instalación.

**$C.O.P_{CARNOT}$ :** Coeficiente de funcionamiento de Carnot.

**3.3.4.2 Sistema de absorción [43].** Es un sistema que funciona por calor y usa un refrigerante que es alternativamente absorbido y liberado por el absorbente. Existen dos ciclos básicos de absorción:

**Sistema de Amoniaco – Agua ( $NH_3 - H_2O$ ).** En el que el refrigerante es el  $NH_3$ , y el  $H_2O$  el absorbente.

Sistema de agua – Bromuro de Litio ( $H_2O - LiBr$ ).- En el que el refrigerante es  $H_2O$ , y el  $LiBr$  actúa como absorbente.

El principio general de funcionamiento es idéntico en ambos casos, por lo tanto describiremos el sistema ( $H_2O - LiBr$ ):

**Sistema de Agua – Bromuro de Litio [44].** La máquina de absorción es una unidad para enfriamiento del agua que utiliza agua como refrigerante y la solución de  $LiBr$  como absorbente. Sus componentes principales son:

El evaporador: donde es enfriada el agua por evaporación del refrigerante que es rociado sobre los tubos de agua (fluido vehicular del frío).

La bomba de evaporador: que hace circular a presión el refrigerante sobre el haz de tubos de la sección del evaporador.

El absorbedor: donde el vapor del agua evaporada es absorbido por el absorbente. El calor de absorción es disipado por circulación de agua en el condensador en esta sección.

El generador: donde es añadido el calor transportado por vapor de agua, agua caliente o la llama de un gas combustible, para hacer que se desprenda el refrigerante del absorbente y reconcentrar la solución.

El condensador: donde el vapor de agua producido en el generador es condensado por el agua de refrigeración del condensador que circula en esta sección.

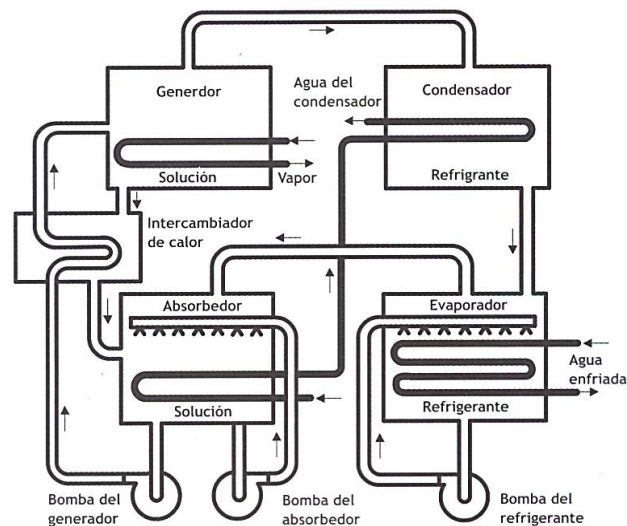
Las bombas de la solución: que bombean la solución de sal hasta el generador y también hasta el colector de pulverización del absorbedor.

Intercambiador de calor: donde la solución diluida que es bombeada hasta el generador desde el absorbedor es calentada por la solución caliente concentrada que es retornada al absorbedor.

Unidad de purga que se emplea para eliminar los vapores no condensables de la máquina y mantener una presión baja en ésta.

La figura 28 es una representación esquemática del ciclo de absorción. La máquina puede estar construida con uno o más depósitos o secciones, dependiendo esto del fabricante o de la aplicación.

Figura 28. Esquema de un ciclo de absorción.



Fuente: CARRIER International limited. Manual de aire acondicionado.

Sistema de agua – Bromuro de Litio es una alternativa a la  $NH_3 - H_2O$  en cuanto que la utilización de  $NH_3$  encierra algunos riesgos, dado su carácter tóxico, inflamable y corrosivo. Sin embargo, con los ciclos de  $H_2O - LiBr$ , el refrigerante es agua y por lo tanto, no pueden alcanzarse las mismas temperaturas de refrigeración que con el  $NH_3$ .

En el caso de la refrigeración industrial y con temperaturas de 4 a 12°C no hay duda de que el ciclo de Bromuro de Litio – Agua ofrece ventajas manifiestas frente al de  $NH_3 - H_2O$ .

**Máquinas de simple efecto.-** La mayoría de los fabricantes ofrecen máquinas de simple efecto en el rango de aproximadamente 350 kW a 5.2 MW. Estas se pueden alimentar con vapor a 135 – 205 kPa, que corresponde a una temperatura de vapor de 110 a 120°C. Alternativamente pueden ser alimentadas por agua caliente a 115 - 150°C

y una presión máxima de 9 bares (0.9MPa). El coeficiente de rendimiento se sitúa en el rango de 0.6 a 0.7. El flujo de agua caliente requerido está en el rango de 30 a 72  $kg/h$  por  $kW_t$  dependiendo de la caída de presión.

**Máquinas de doble efecto.-** Efectúan la compresión de la disolución en dos etapas por lo que se requiere dos generadores y dos condensadores. Están en aproximadamente en el mismo rango de capacidad de las de simple efecto. El vapor es el medio preferido para alimentar estas máquinas 1100 a 1200 kPa, que corresponde a temperaturas de 175 a 185°C . Si es alimentada por agua caliente debe estar en el rango de 155 a 205°C. El rendimiento en uno otro caso es de 0.9 a 1.2.

#### **Ventajas [45]:**

Compresión de un líquido en lugar de un vapor. El consumo energético de esta operación es un gasto menor en la instalación es un gasto menor en la instalación, hasta el extremo que en muchas ocasiones ni siquiera se tiene en cuenta en los cálculos preliminares.

La energía básica que consume la máquina de absorción es el calor que se proporciona al generador. El calor, aportado por un combustible, es una energía cara. No obstante, el calor recuperado (en realidad deberíamos referirnos a la entalpía), procedente de los humos de escape de una turbina de gas o de los humos de una caldera, es gratuito. Esta es la gran posibilidad que hace atractiva la máquina de absorción.

La máquina de absorción puede ser el complemento valioso de una instalación de cogeneración, en la que se produce simultáneamente calor y electricidad. El calor puede ser utilizado como fuente energética de la máquina de absorción.

#### **Inconvenientes [46]:**

La máquina de absorción tiene un COP inferior, en igualdad de condiciones, que el ciclo de compresión de vapor equivalente. Sin embargo, hay que matizar este hecho en tanto que no es tan importante el COP como el coste de la energía primaria utiliza y en

el caso de las máquinas de absorción el coste es sensiblemente inferior. El ciclo real de absorción de  $NH_3$  ha de incluir un dispositivo a la salida del generador para eliminar el disolvente, pues de lo contrario éste pasaría primero al condensador y después al evaporador alterando las temperaturas de condensación y de evaporación.

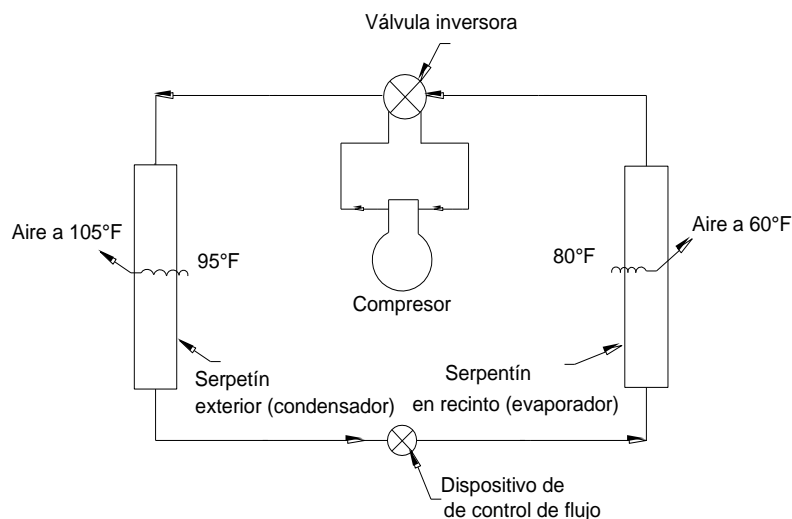
Son muy pocos los fluidos frigoríficos que se pueden utilizar en la máquina de absorción. Ello es debido a que los condicionantes básicos necesarios hay que sumarles el de poder ser absorbidos por el disolvente.

La máquina de absorción es más cara (euros/kW frigoríficos.)

**3.3.4.3 Bomba de calor.** Anteriormente se explicó el ciclo de la bomba de calor en modo de calefacción, ahora indicaremos el ciclo en modo de enfriamiento [47].

En verano cuando el refrigerante fluye en dirección que se indica en la figura 29, el serpentín del recinto funciona como evaporador, y el aire del recinto se enfría para producir el enfriamiento durante el verano.

Figura 29. Ciclo de la bomba de calor (enfriamiento).



Fuente: PITA, Edward G. Acondicionamiento de aire.



## CAPÍTULO III

### 4. RECOPIACIÓN DE DATOS

En este capítulo se establece la situación energética actual de la empresa. Se hará una recopilación de los datos de consumo y costo de energía (combustible y electricidad).

Se determinará la producción de vapor, la carga térmica instalada y el C.O.P en los sistemas de refrigeración por compresión. Con estos datos se establecerá la demanda eléctrica y térmica con la cual se procederá a la selección del equipo.

#### 4.1 Sistemas térmicos.

Los sistemas térmicos que se encuentran en la empresa son:

El sistema de vapor.

Los sistemas de refrigeración por compresión.

**4.1.1** *Sistemas de vapor.* La empresa PROLAC cuenta en sus instalaciones con una caldera: de marca York Shipley. El vapor que se genera es utilizado en la pasteurizadora, para desinfectar utensilios, en el área de yogurt y quesos. Mediante mezcladores el agua se calienta a 80°C y 110°C, y sirve para limpieza de maquinaria expuesta a la leche en toda la planta.

La caldera se usa desde las 06:00 hasta las 16:00 y tiene un trabajo intermitente, es decir se prende dependiendo de las condiciones de la planta. Aproximadamente en el lapso de 11 horas, trabaja solamente 4 horas diarias de lunes a domingo, por lo tanto se obtiene un total de 1460 horas al año.

Figura 30. Caldera York Shipley.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

En la tabla 3 se indica los datos de operación de la caldera. La  $P_{trabajo}$ , es la medida que nos indica el manómetro, con un pirómetro infrarrojo se tomaron las medidas de  $T_v$  y  $T_{a.a}$ . La caldera consume 2000 galones de diésel mensuales con un trabajo de 4 horas al día, entonces se tiene  $\dot{m}_f = 17 \text{ GPH} = 55 \text{ kg/h}$ .

Tabla 3. Características técnicas de la caldera York Shipley.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA CALDERA YORK SHIPLEY	
Marca	YORK SHIPLEY
Tipo	Pirotubular
Pasos	3
Diámetro	1350mm
Largo	2400mm
Nº de serie	68-3314H 42021
Modelo	SPHC60-2-9 4218
Año	1978
Combustible	Diésel
Superficie de calentamiento	300 $ft^2$
Capacidad	60BHP
Presión de generación de vapor	500 KPa
Procedencia	USA
Consumo de combustible	17 GPH

Fuente: Placa

Tabla 4. Datos de operación de la caldera.

DATOS DE OPERACIÓN DEL CALDERO		
Presión ( $P_{trabajo}$ )	500 kPa	72.5 psig
Temperatura del vapor ( $T_v$ )	153 °C	307.4 °F
Temperatura del agua de alimentación ( $T_{a.a}$ )	28.2 °C	82.76 °F
Temperatura del agua de red municipal ( $T_{red-mun}$ )	14.1 °C	57.38 °F
Flujo de combustible ( $\dot{m}_f$ )	55.61 kg/h	17GPH

Fuente: Autora.

### Análisis de los gases de escape.

Se trabajó con un promedio de mediciones emitidos por el análisis de gases de combustión, realizado por el CESTTA anexo A.

Tabla 5. Datos medidos por el CESTTA.

DATOS	MEDICIÓN 1	MEDICIÓN 2	PROMEDIO
$O_2\%$	10.71	10.88	10.795
$CO_2\%$	7.59	7.47	7.53
$CO$	22 ppm	19 ppm	20.5 ppm
$SO_2$	101 ppm	103 ppm	102 ppm
$NO_2$	0 ppm	0 ppm	0 ppm
$NO$	55 ppm	52 ppm	53.5 ppm
$NO_x$	55 ppm	52 ppm	53.5 ppm
$EffG\%$	75.5	74.6	75.05
$Exceso\ aire\%$	104.2	107.4	105.7
T. ambiente ( $T_a$ )	22.6 °C	24.5 °C	23.55 °C
T. gases chimenea ( $T_{gc}$ )	288.5 °C	298.8 °C	293.65 °C

Fuente: CESTTA

### Datos del combustible.

En la siguiente tabla se encuentra la composición del diésel No. 2.

Tabla 6. Análisis del combustible. [48].

Combustible	C	H	N	S	O	A	W	g/cm <sup>3</sup>
Fuel oil No. 2	87.3	12.5	-	0.21	-	-	-	0.865

Fuente: NORTH, American. Combustion Hand Book.

Tabla 7. Poder calorífico de diferentes combustibles [48].

Typical oil		Sp. gr. 60°F (15.6°C)	lb/gal	kg/m <sup>3</sup>	Gross Btu/gal	Gross kcal/L	Wt% H	Net Btu/gal	Net kcal/L	Sp. heat at 40°F	Sp. heat at 300°F	Temp. corr. (° API/° F)	Air 60°F (ft <sup>3</sup> /gal)	Ult. %CO <sub>2</sub>
	0	1.076	8.969	1,075	160,426	10,681	8.359	153,664	10,231	0.391	0.504	0.045	1581	—
	2	1.060	8.834	1,059	159,038	10,589	8.601	152,183	10,133	0.394	0.508	—	—	—
	4	1.044	8.704	1,043	157,692	10,499	8.836	150,752	10,037	0.397	0.512	—	—	18.0
	6	1.029	8.577	1,028	156,384	10,412	9.064	149,368	9,945	0.400	0.516	0.048	1529	17.6
	8	1.014	8.454	1,013	155,115	10,328	9.285	148,028	9,856	0.403	0.519	0.050	1513	17.1
	10	1.000	8.335	1,000	153,881	10,246	10.00	146,351	9,744	0.406	0.523	0.051	1509	16.7
	12	0.986	8.219	985.0	152,681	10,166	10.21	145,100	9,661	0.409	0.527	0.052	1494	16.4
No. 6 oil	14	0.973	8.106	971.5	151,515	10,088	10.41	143,888	9,580	0.412	0.530	0.054	1478	16.1
	16	0.959	7.996	958.3	150,380	10,013	10.61	142,712	9,502	0.415	0.534	0.056	1463	15.8
	18	0.946	7.889	945.5	149,275	9,939	10.80	141,572	9,426	0.417	0.538	0.058	1448	15.5
No. 5 oil	20	0.934	7.785	933.0	148,200	9,867	10.99	140,466	9,353	0.420	0.541	0.060	1433	15.2
	22	0.922	7.683	920.9	147,153	9,798	11.37	139,251	9,272	0.423	0.545	0.061	1423	14.9
	24	0.910	7.585	909.9	146,132	9,730	11.55	138,210	9,202	0.426	0.548	0.063	1409	14.7
No. 4 oil	26	0.898	7.488	897.5	145,138	9,664	11.72	137,198	9,135	0.428	0.552	0.065	1395	14.5
	28	0.887	7.394	886.2	144,168	9,599	11.89	136,214	9,069	0.431	0.555	0.067	1381	14.3
No. 2 oil	30	0.876	7.303	875.2	143,223	9,536	12.06	135,258	9,006	0.434	0.559	0.069	1368	14.0
	32	0.865	7.213	864.5	142,300	9,475	12.47	134,163	8,933	0.436	0.562	0.072	1360	13.8
	34	0.855	7.126	854.1	141,400	9,415	12.63	133,259	8,873	0.439	0.566	0.074	1347	13.6
	36	0.845	7.041	843.9	140,521	9,356	12.78	132,380	8,814	0.442	0.569	0.076	1334	13.4
	38	0.835	6.958	833.9	139,664	9,299	12.93	131,524	8,757	0.444	0.572	0.079	1321	13.3
No. 1 oil	40	0.825	6.877	824.2	138,826	9,243	13.07	130,689	8,702	0.447	0.576	0.082	1309	13.1
	42	0.816	6.798	814.7	138,007	9,189	—	—	—	0.450	0.579	0.085	—	13.0
	44	0.806	6.720	805.4	137,207	9,136	—	—	—	0.452	0.582	0.088	—	12.8

Fuente: NORTH American. Combustion handbook

Con los datos:

Fuel oil N° 2, °API: 32 se tiene:

Tabla 8. Resumen de propiedades.

PROPIEDADES	DATOS OBTENIDOS	
Densidad	7.213 lb/gal	864.5 kg/m³
Gross (Poder calorífico Superior)	142300 BTU/gal	94575 kcal/L
Net (Poder calorífico inferior)	134163 BTU/gal	8933 kcal/L

Fuente: Fuente: NORTH American. Combustion handbook

Con los datos de la tabla anterior y mediante la ecuación 4, se determina el poder calorífico superior GCV en  $[btu/lb - kcal/kg]$  como se presenta a continuación:

$$GCV = \frac{\text{Poder calorífico superior } [btu/gal]}{\text{densidad } [lb/gal]} \quad (4)$$

$$GCV = \frac{142300 [btu/gal]}{7.213 [lb/gal]} = 19728.268 [btu/lb] = 10960.149 [kcal/kg]$$

Antes de proceder a determinar las pérdidas se debe calcular:

**Aire teórico requerido para la combustión ( $A_t$ ):**

$$A_t = \frac{11.6C + 34.8 \times \left(H_2 - \frac{O_2}{8}\right) + 4.35S}{100} \quad (7)$$

$$A_t = \frac{(11.6 \times 87.3) + (34.8 \times 12.5) + (4.35 \times 0.21)}{100} [kg/kg_{comb}]$$

$$14.486 [kg/kg_{comb}]$$

**Exceso de aire suministrado ( $EA$ )**

$$EA = \frac{O_2' \%}{21 - O_2' \%} \times 100 \quad (8)$$

Desde el análisis de los gases de combustión  $O_2' \% : 10.795\%$

$$EA = \frac{10.795\%}{21\% - 10.795\%} \times 100\%$$

$$EA = 105.781[\%]$$

**Masa real de suministro de aire / kg de combustible ( $ASS$ )**

$$AAS = \{1 + EA/100\} \times A_t \quad (9)$$

$$ASS = \{1 + 105.781/100\} \times 14.486 [kg/kg_{comb}]$$

$$ASS = 29.809 [kg/kg_{comb}]$$

**Masa de los gases de combustión ( $m_{gc}$ )**

Por lo tanto la masa de gases seco de la chimenea viene dado en forma general por:

$$m_{gc} = m_{CO_2} + m_{SO_2} + m_{N_2} + m_{O_2} + m_{N_2}' + m_{O_2}' \quad (10)$$

De acuerdo al procedimiento anterior se obtiene cada elemento por separado de la ecuación anterior.

**Masa de dióxido de carbono presente en el combustible.**

$$m_{CO_2} = \frac{C \times M_{CO_2}}{M_C} \quad (11)$$

$$m_{CO_2} = \frac{0.873 [kg C/kg_{comb}] \times 44 [kgCO_2/kmol]}{12 [kg C/kmol]}$$

$$m_{CO_2} = 3.201 [kg CO_2/kg_{comb}]$$

**Masa de dióxido de azufre presente en el combustible.**

$$m_{SO_2} = \frac{S \times M_{SO_2}}{M_S} \quad (12)$$

$$m_{SO_2} = \frac{0.0021 [kg S/kg_{comb}] * 64 [kgSO_2/kmol]}{32 [kg S/kg_{comb}]}$$

$$m_{SO_2} = 0.0042 [kg SO_2/kg_{comb}]$$

Las ecuaciones 13 y 14 no se evalúan puesto que estas hacen referencias al nitrógeno y oxígeno en el combustible y como se pudo evidenciar en la tabla 6 estos dos elementos no están presentes.

**Masa del nitrógeno suministrado en el aire:**

$$m_{N_2'} = \frac{AAS \times \%N_2}{100} \quad (15)$$

$$m_{N_2'} = \frac{29.8 [kg/kg_{comb}] \times 77\%}{100\%}$$

$$m_{N_2'} = 22.953 [kg N_2/kg_{comb}]$$

**Masa de oxígeno presente en los gases de combustión.**

$$m_{O_2'} = \frac{O_2' \% \times O_2'}{100} \quad (16)$$

$$m_{O_2} = \frac{10.795[kg O_2/kg_{comb}] \times 23\%}{100\%}$$

$$m_{O_2} = 2.483 [kg O_2/kg_{comb}]$$

Por lo tanto la masa de los gases de chimenea o combustión se obtiene reemplazando los valores obtenidos en las ecuaciones anteriores en la ecuación 10 obteniéndose como resultado el siguiente:

$$m_{gc} = 28.641 [kg /kg_{comb}]$$

**Determinación del calor específico de los gases de combustión ( $C_{p_{gc}}$ )**

Mediante las ecuaciones del anexo B, y con la temperatura  $T = T_{gc} = 23.55^\circ C = 1020.24 ^\circ R$  de la tabla 5, se determina el  $C_p$  del  $O_2$ :

Para el  $O_2$  mediante la siguiente ecuación [49]:

$$Cp_{O_2} = 0.36 - \frac{5.375}{T^{1/2}} + \frac{47.8}{T} \quad (17)$$

$$Cp_{O_2} = 0.36 - \frac{5.375}{1020.24^{1/2}} + \frac{47.8}{1020.24}$$

$$Cp_{O_2} = 0.239 \left[ \frac{Btu}{lb * ^\circ R}; \frac{kcal}{kg * ^\circ K} \right]$$

El mismo procedimiento se realiza para  $SO_2$ , con la ecuación [49]:

$$Cp_{SO_2} = 0.1875 + \frac{0.0944T}{10^4} - \frac{1.336 * 10^4}{T^2} \quad (18)$$

$$Cp_{SO_2} = 0.1875 + \frac{0.0944 * 1020.24}{10^4} - \frac{1.336 * 10^4}{1020.24^2}$$

$$Cp_{SO_2} = 0.184 \left[ \frac{Btu}{lb * ^\circ R}; \frac{kcal}{kg * ^\circ K} \right]$$

Para el  $N_2$ , con la ecuación [49]:

$$Cp_{N_2} = 0.338 - \frac{123.8}{T} + \frac{4.14 * 10^4}{T^2} \quad (19)$$

$$Cp_{N_2} = 0.338 - \frac{123.8}{1020.24} + \frac{4.14 * 10^4}{1020.24^2}$$

$$Cp_{N_2} = 0.256 \left[ \frac{Btu}{lb * ^\circ R}; \frac{kcal}{kg * ^\circ K} \right]$$

Para el  $CO_2$ , con la ecuación [49]:

$$Cp_{CO_2} = 0.368 - \frac{148.4}{T} + \frac{3.2 * 10^4}{T^2} \quad (20)$$

$$Cp_{CO_2} = 0.368 - \frac{148.4}{1020.24} + \frac{3.2 * 10^4}{1020.24^2}$$

$$Cp_{CO_2} = 0.253 \left[ \frac{Btu}{lb * ^\circ R}; \frac{kcal}{kg * ^\circ K} \right]$$

Con un promedio de estos valores se tiene:

$$Cp_{gc} = 0.233 \left[ \frac{Btu}{lb * ^\circ R}; \frac{kcal}{kg * ^\circ K} \right]$$

### **Determinación del calor específico del vapor ( $C_{pv}$ ):**

Como se mencionó en el capítulo anterior se debe determinar primero la temperatura de saturación a la presión de trabajo absoluta si la presión medida en el caldero es de  $P_{trabajo}$  72.5 psig según la tabla 4 y de acuerdo a las siguientes ecuaciones se obtiene lo siguiente:



$$P_{Riobamba_{teo}} = P_{CN} \times (1 - (6.8753 \times 10^{-6}) \times Z_{lugar})^{5.2559} \quad (22)$$

$$P_{Riobamba_{teo}} = 29.92126 * (1 - (6.8753 \times 10^{-6}) * 9035.433)^{5.2559}$$

$$P_{Riobamba_{teo}} = 21.359 \text{ [in Hg]}$$

$$P_{Riobamba_{teo}} = 10.492 \approx 10.5 \text{ [psi]} = 0.0723 \text{ [MPa]}$$

Por lo tanto el porcentaje de error con el que se calcula la presión absoluta en Riobamba, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\%error = \frac{P_{Riobamba_{teo}} - P_{Riobamba_{exp}}}{P_{Riobamba_{teo}}} * 100[\%] \quad (23)$$

$$\%error = \frac{542.684 \text{ mm Hg} - 525 \text{ mm Hg}}{542.684 \text{ mm Hg}} * 100[\%]$$

$$\%error = 3.26\%$$

El porcentaje de error encontrado es debido a errores por medición humana y por el equipo mal encerrado a la hora de la lectura.

Hay que destacar que la presión depende de también de otros factores como la temperatura ambiente, por lo tanto el valor de presión obtenido el cual se utilizará en los siguientes cálculos, es un valor referencial.

Por lo tanto se tiene la presión de trabajo absoluta del caldero a la cual se realizan los debidos cálculos:

$$P_v = P_{trabajo} + P_{Riobamba_{teo}} \quad (21)$$

$$P_v = 72.5 \text{ psi} + 10.5 \text{ psi}$$

$$P_v = 83 \text{ [psia]}$$

Con la  $P_{trabajo}$  83 psia, en el anexo C [50], se determina la temperatura de saturación:

$$T_{sat} = 157[^\circ C]$$

Con esta temperatura en el anexo D, se determina [51]:

$$C_{pv} = 0.571 \left[ \frac{BTU}{lb^\circ F}; \frac{kcal}{kg^\circ C} \right]$$

### **Determinación de la presión parcial de vapor de agua.**

Antes de calcular las pérdidas de calor que influyen en el cálculo de la eficiencia se debe conocer la presión parcial del vapor de agua a las condiciones locales es decir a una temperatura ambiente de 23.55°C la cual se indica en la tabla 4.

$$P_{v_{parcial}} = \phi * P_g \quad (24)$$

Como primer paso para este cálculo se debe hallar la presión de saturación o  $P_g$  a la temperatura ambiente este dato se encuentra en el anexo E [52].

A continuación como segundo paso se mide la humedad relativa mediante un termo higrómetro el cual da como resultado 50% de humedad relativa, por lo tanto con estos dos datos se procede al cálculo de la presión parcial de vapor

$$P_{v_{parcial}} = 0.5 * 0.42145 \text{ psia}$$

$$P_{v_{parcial}} = 0.211 \text{ psia}$$

Por lo tanto la mediante la siguiente relación se tiene que al hallar la presión parcial de vapor  $P_{v_{parcial}}$  se puede encontrar mediante el anexo F el calor latente a la presión parcial del vapor de agua [53]:

$$P_{v_{parcial}} \rightarrow h_{fg}$$

$$h_{fg} = 590.45 \text{ [kcal/kg]}$$

#### 4.1.1.1 Cálculo de la eficiencia de la caldera.

##### Pérdida de calor debido a los gases secos de la combustión.

$$L_1 = \frac{m_{gc} \times C_{p_{gc}} \times (T_{gc} - T_a)}{GCV} \times 100\% \quad (25)$$

$$L_1 = \frac{28.641 [kg/kg_{comb}] * 0.233[kcal/kg^{\circ}C] * (293.65 - 23.55)^{\circ}C}{10960.149[kcal/kg]} \times 100$$

$$L_1 = 16.456 [\%]$$

##### Pérdida de debido al hidrógeno en el combustible.

$$L_2 = \frac{9 \times H_2 \times \{h_{fg} + C_{pv}(T_f - T_a)\}}{GCV} \times 100\% \quad (26)$$

$$L_2 = \frac{9 \times 0.125 \times \{590.45[kcal/kg] + 0.571[kcal/kg^{\circ}C] \times (293.65 - 23.55)^{\circ}C\}}{10960.149[kcal/kg]} \times 100$$

$$L_2 = 7.644 [\%]$$

##### Pérdidas debido a la humedad en el aire.

$$L_4 = \frac{AAS \times hf \times C_{pv}(T_f - T_a)}{GCV} \times 100\% \quad (27)$$

El factor de humedad se determinó mediante el programa Psychometric calculations anexo G, teniendo como datos conocidos la temperatura ambiente o de bulbo seco y la humedad relativa en la ciudad de Riobamba.

Si  $T_a = 23.55^{\circ}C$  y  $H_r = 50\%$ , dando el siguiente resultado  $hf: 0.0128$

$$L_4 = \frac{29.8 * 0.0128 * 0.571[kcal/kg^{\circ}C] * (293.65 - 23.55)^{\circ}C}{10960.149[kcal/kg]} \times 100 \quad (28)$$

$$L_4 = 0.537 [\%]$$

### Pérdidas por radiación y convección en la caldera.

$$L_6 = 0.584 * \left[ \left( \frac{T_s}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{T_a}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 * (T_s - T_a)^{1.25} * \sqrt{\frac{196.85V_m + 68.9}{68.9}} \quad (31)$$

#### Carcasa:

$T_s$ : Temperatura de superficie: 40.3 °C (313.45 °K)

$T_a$ : Temperatura ambiente: 23.55 °C (296.7 °K)

$$L_{6 \text{ carcasa}} = 0.584 \times \left[ \left( \frac{313.45}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{296.7}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 \times (313.45 - 296.7)^{1.25} \times \sqrt{\frac{196.85 * 0 + 68.9}{68.9}}$$

$$L_6 = 0.584 \times [1013.764 - 813.830] + 1.957 \times 33.886 \times 1$$

$$L_6 = 183.076 [W/m^2]$$

$$L_6 = 182.91 \times 0.86$$

$$L_6 = 157.445 [kcal/m^2 * h]$$

En el anexo H, se encuentran las características técnicas o sea las medidas de largo y diámetro para una caldera de 60HP.

El área de la carcasa queda determinada por:

$$A_c = 2\pi EB \quad (33)$$

$$A_c = 2\pi * 0.67m * 2.4m$$

$$A_c = 10.103 m^2$$

Con lo que se tiene las pérdidas por convección y radiación en la carcasa del caldero mediante la siguiente ecuación.

$$L_{6 \text{ carcasa}} = \frac{L_6 * A_c}{GCV * \dot{m}_f} * 100\% \quad (32)$$

$$L_{6carcasa} = \frac{157.445 [kcal/m^2 * h] \times 10.103 [m^2]}{10960.149[kcal/kg] \times 55.61[kg/h]} \times 100\%$$

$$L_{6carcasa} = 0.261\%$$

**Tapa #1:**

$T_s$ : Temperatura de superficie:  $92.6^\circ C$  ( $365.75^\circ K$ )

$T_a$ : Temperatura ambiente:  $23.55^\circ C$  ( $296.55^\circ K$ )

El área de la tapa #1 queda determinando por:

$$A_{tapa} = 2\pi E^2 \quad (35)$$

$$A_{tapa} = 2\pi(0.67)^2$$

$$A_{tapa} = 2.821 m^2$$

El calor perdido en la tapa #1 queda definido por la ecuación 31.

$$L_{6tapas} = 0.584 \times \left[ \left( \frac{365.75}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{296.7}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 \times (365.75 - 296.7)^{1.25} \times \sqrt{\frac{196.85 * 0 + 68.9}{68.9}}$$

$$L_6 = 0.584 \times [1879.322 - 813.830] + 1.957 \times 199.047 \times 1$$

$$L_6 = 1011.781 [W/m^2]$$

$$L_6 = 1011.781 \times 0.86$$

$$L_6 = 870.132 [kcal/m^2 * h]$$

De tal manera que las pérdidas de calor en la tapa #1 se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$L_{6lateral} = \frac{L_6 \times A_{tapa}}{GCV \times \dot{m}_f} \times 100\% \quad (34)$$

$$L_{6\ tapa\#1} = \frac{870.132[kcal/m^2 * h] \times 2.821 [m^2]}{10960.149[kcal/kg] \times 55.61[kg/h]} \times 100$$

$$L_{6\ tapa\#1} = 0.403\%$$

### **Tapa #2:**

$T_s$ : Temperatura de superficie:  $251^{\circ}C$  ( $524.15^{\circ}K$ )

$T_a$ : Temperatura ambiente:  $23.55^{\circ}C$  ( $296.7^{\circ}K$ )

$$L_{6\ tapa} = 0.584 \times \left[ \left( \frac{524.15}{55.55} \right)^4 - \left( \frac{296.7}{55.55} \right)^4 \right] + 1.957 \times (524.15 - 296.7)^{1.25} \times \sqrt{\frac{196.85 * 0 + 68.9}{68.9}}$$

$$L_6 = 0.584 \times [7926.585 - 813.830] + 1.957 \times 883.298 \times 1$$

$$L_6 = 5882.463 [W/m^2]$$

$$L_6 = 5882.463 \times 0.86$$

$$L_6 = 5058.919 [kcal/m^2 * h]$$

Por lo tanto se obtiene que las pérdidas de calor por convección y radiación en la tapa #2 mediante la ecuación 34:

$$L_6 = \frac{5058.919 [kcal/m^2 * h] \times 2.821 [m^2]}{10960.149[kcal/kg] \times 55.61[kg/h]} \times 100$$

$$L_{6\ tapa\#2} = 2.341\%$$

$$L_{6\ total} = (0.261 + 0.403 + 2.431)\%$$

$$L_{6\ total} = 3.005 \%$$

### **Pérdidas debido a purgas.**

Para determinar las pérdidas por purga primero se debe determinar la tasa de purga, esta se encuentra en función de los valores de  $SDT_{caldera}$  y  $STD_{aa}$  los cuales se presentan

en el anexo I y J respectivamente, se debe recordar que  $STD_{caldera} = STD_{purga}$ , por lo tanto queda expresado mediante la siguiente ecuación:

$$tasa\ de\ purga = \frac{X_{purga}}{X_{vapor}} = \frac{STD_{a.a}}{STD_{caldera} - STD_{a.a}} \quad (36)$$

$$tasa\ de\ purga = \frac{X_{purga}}{X_{vapor}} = \frac{201ppm}{7965ppm - 201ppm}$$

$$tasa\ de\ purga = 0.026$$

Par el cálculo de las pérdidas por purgas se necesita del valor las entalpías  $h_f$ ,  $h_g$  en el anexo K, evaluadas en a la presión absoluta de trabajo es decir 83 psia.

$$h_g = 1183.8 [btu/lb] = 657.667 [kcal/kg]$$

$$h_f = 284.8 [btu/lb] = 158.222 [kcal/kg]$$

La presión manométrica de la bomba se determina mediante la siguiente ecuación, este dato es importante en el cálculo.

$$P_{bomba_{man}} = P_{trabajo} + \Delta P \quad (38)$$

$$P_{bomba_{man}} = 72.5 + 7.25$$

$$P_{bomba_{man}} = 79.75 [psig] \quad (37)$$

Utilizando la ecuación 21 se tiene que la presión absoluta de la bomba es de:

$$P_{bomba} = P_{bomba_{man}} + P_{Riobamba_{teo}} \quad (21)$$

$$P_{bomba} = 79.75 + 10.5$$

$$P_{bomba} = 90.25 [psia]$$

Por lo tanto con la  $P_{bomba} = 90.25 \text{ psia}$  y la  $T_{a.a} = 28.2^\circ\text{C}$ , utilizando el anexo L de las tablas de vapor se determina  $h_{aa}$  [54].

$$h_{aa} = h_1 = 51.03 \text{ [btu/lb]} = 28.35 \text{ [kcal/kg]}$$

El porcentaje de pérdidas, al que designamos como  $L_7$ , se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$L_7 = \frac{\text{tasa de purga}(h_f - h_{a.a})\eta_{caldera}}{(h_g - h_{a.a})} \times 100\% \quad (28)$$

$$L_7 = \frac{0.026 * (284.8[\text{btu/lb}] - 51.03[\text{btu/lb}]) * \eta_c}{(1183.8[\text{btu/lb}] - 51.03[\text{btu/lb}])} * 100$$

$$L_7 = 0.534 \eta_{caldera}$$

En la tabla 9 que se presenta a continuación se resume la influencia de cada una de las pérdidas de calor originadas en el caldero.

Tabla 9. Eficiencia de la caldera.

<b>PÉRDIDAS DE CALOR EN LA CALDERA</b>	<b>100%</b>
$L_1$ Gases secos	16.456
$L_2$ Hidrógeno en el combustible	7.644
$L_4$ Humedad en el aire	0.537
$L_6$ Radiación y convección	3.005
$L_7$ Purgas	$0.534 \eta_{caldera}$
<b>Total de pérdidas</b>	52.838
<b>Eficiencia de la caldera</b>	47.162

Fuente: Autora.

Por lo tanto mediante la ecuación 6 y la tabla 9 se obtiene la eficiencia del caldero, como se demuestra a continuación

$$\eta_{caldera} = 100 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6) \quad (6)$$

$$\eta_{caldera} = 100 - (16.456 + 7.644 + 0.537 + 3.005 + 0.534 \eta_{caldera})$$

$$\eta_{caldera} = 47.162[\%]$$



#### 4.1.1.2 Cálculo del consumo de vapor.

Con  $\dot{m}_f = 17GPH = 55.61[kg/h]$  y  $\Delta h_o = GCV = 10960.149 [kcal/kg]$

Remplazando en la ecuación se tiene:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{m}_{vapor} \times (h_g - h_{a.a})}{\dot{m}_f \times GCV} \times 100 [\%]$$

$$47.162 = \frac{\dot{m}_{vapor} (657.667 - 28.35)[kcal/kg]}{10960.149[kcal/kg] * 55.61[kg/h]} \times 100 [\%]$$

$$\dot{m}_{vapor} = 456.764[kg_{vapor}/dia]$$

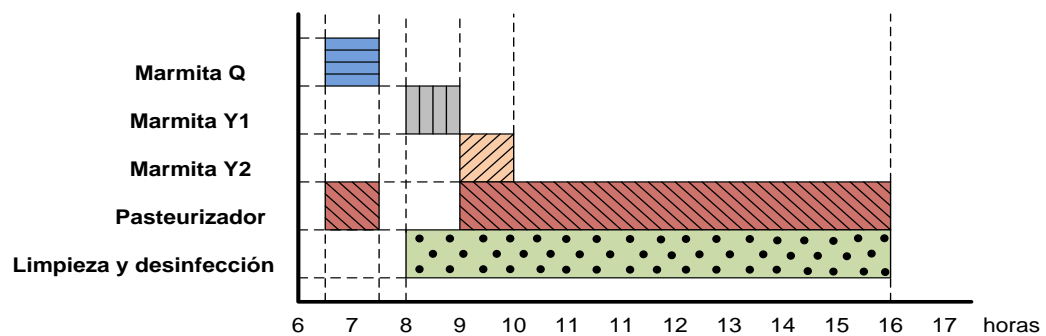
El tiempo de funcionamiento para cada equipo se resume en la tabla 10 y figura 31 a continuación:

Tabla 10. Tiempo de funcionamiento de los equipos que utilizan vapor

EQUIPO	TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO
Pasteurizador	6:30 a 7:30 y 9:00 a 16:00
Marmita Y2	9:00 a 10:00
Marmita Y1	8:00 a 9:00
Marmita Q	7:00 a 7:30

Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Figura 31. Tiempo efectivo de los equipos que consumen vapor



Fuente: Autora

Mediante la figura anterior se puede observar de forma más específica los tiempos de utilización del vapor.

Por lo tanto se tiene que el tiempo efectivo es de 9 horas diarias, con lo que se obtiene un consumo de vapor de la empresa durante los 365 días del año.

$$\dot{m}_{vapor\,anual} = 1500469.74 \, [kg_{vapor}/año]$$

**4.1.2 Sistema de refrigeración.** PROLAC cuenta con un sistema de refrigeración de Amoniaco (banco de agua helada), dos cámaras de conservación para almacenamiento de los quesos, leche y yogurt respectivamente.

**4.1.2.1 Sistema de refrigeración por Amoniaco.** Es bombeada agua desde un reservorio hacia el interior del banco de hielo, esta es enfriada por un evaporador la cual posteriormente es llevada hasta el pasteurizador.

El sistema de amoniaco está formado: banco de hielo, compresor, condensador evaporativo.

**Banco de hielo:** El banco de hielo es un tanque cerrado, de 6 x 2.40 x 1.20 m de largo, ancho, alto, la caja es de plancha de acero de ¼” de espesor, reforzado con ángulos y vigas de acero. El serpentín es fabricado de tubo de acero de 1 ¼”. La longitud lineal de la tubería es de 580 m.

Figura 32. Banco de hielo.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo “PROLAC”

El banco de hielo funciona 10 horas al día, es encendido desde las 06h00 hasta las 16h00 aproximadamente. En el momento de la pasteurización la temperatura del agua se encuentra aproximadamente a 2 °C.

**Compresor:** El compresor es de tipo reciprocante, cuenta con instrumentos para medir la presión tanto en el lado de baja (succión) como en el de alta (descarga). Las especificaciones técnicas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 11. Características técnicas del compresor de amoniaco.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL COMPRESOR DE AMONIACO	
Marca	VILTER
Tipo	Reciprocante
Serial	48022
Orden N°	H – 34721
Size	A12K452XLB
Presión en el lado de alta	525 psig
Presión en lado de baja	375 psig
Voltaje	115 V
Motor	40 HP
RPM	1800

Fuente: Placa del compresor.

Figura 33. Compresor de Amoniaco.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**Condensador evaporativo:** Las características se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 12. Características técnicas del condensador evaporativo.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO	
Marca	VILTER
Modelo	VCP 60

Fuente: Placa del condensador.

**4.1.2.2 Cámara de conservación leche.** La cámara de conservación almacena 500 litros producción de leche, entre fundas de 1 litro y ½ litro, 150 paquetes de yogurt, cada paquete tiene 50 unidades de 100 cm<sup>3</sup>.

Figura 34. Cámara de conservación leche.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Tiene por dimensiones 6.5 x 3.8 x 2.85 m, con un volumen de 70.395 m<sup>3</sup>. El sistema es encendido desde las 15h00 hasta las 8h00 del siguiente día, trabaja 17 horas al día y está formado por:

#### **Evaporador:**

Tabla 13. Características técnicas del evaporador.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EVAPORADOR	
Marca	IRIRH
Modelo	EBA-2005-5 AT

Fuente: Departamento de mantenimiento

**Equipo frigorífico:** Con una unidad condensadora hermética.

Figura 35. Unidad condensadora.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

Tabla 14. Características técnicas de la unidad condensadora.

CARACTERISTICAS TÉCNICAS DE LA UNIDAD CONDENSADORA	
Marca	Copeland
Modelo	F3AD-A401-CFV
Voltios	208/230
Frecuencia	60 Hertz
Opera	R-22
Potencia	4 HP

Fuente: Departamento de mantenimiento.

**Lámina pelada:** 80 m de lámina pelada inyectada en 3" con poliuretano, con una densidad de  $35 \text{ kg/m}^3$

### **Determinación del C.O.P**

Para calcular el C.O.P, se necesita de las temperaturas y presiones de evaporación y condensación, las cuales determinaremos a continuación.

**Temperatura y presión de evaporación:** Para poder determinar la temperatura  $T_{\text{evap}}$  y  $P_{\text{evap}}$ , necesitamos los siguientes datos:

$$T_{\text{cámara}}: 9^{\circ}\text{C} = 48.2^{\circ}\text{F}$$

En la tabla 15 podemos determinar (TD), esta diferencia está en función de la humedad relativa  $\phi_i = 76\%$ , (medición tomada por un higrómetro) y el tipo de evaporador instalado, que en este caso es un enfriador de aire con circulación forzada.

Tabla 15. Diferencia de temperatura en función de la humedad relativa.

TD		
Humedad relativa	Convección natural	Convección forzada
%	°F	°F
95 – 91	12 – 14	8 – 10
90 – 86	14 – 16	10 – 12
85 – 81	16 – 18	12 – 14
<b>80 – 76</b>	<b>18 – 20</b>	<b>14 – 16</b>
75 – 70	20 – 22	16 – 18

Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de Refrigeración

Entonces de acuerdo a la tabla anterior se tiene el valor de TD:

$$TD = 16^{\circ}\text{F}$$

Mediante la ecuación 41, y los datos anteriores tenemos  $T_{\text{evap}}$ .

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{cámara}} - TD \quad (41)$$

$$T_{\text{evap}} = 48.2^{\circ}\text{F} - 16^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{evap}} = 32.2[^{\circ}\text{F}] = 0.11[^{\circ}\text{C}]$$

Con la  $T_{\text{evap}} = 0.11^{\circ}\text{C}$  y el anexo M que indica los valores de saturación para el R - 22,

determinamos la  $P_{\text{evap}}$ ,

$$P_{\text{evap}} = 499.44 [\text{kPa}] = 72.44 [\text{psia}]$$

**Temperatura y presión de condensación:**  $T_a = 20.7^\circ\text{C}$  y con una diferencia de temperatura de  $10^\circ\text{C}$  entre la temperatura de condensación y la temperatura ambiente, mediante la ecuación 42.

$$\Delta T = T_{cond} - T_a \quad (42)$$

$$T_{cond} = 20.7^\circ\text{C} + 10^\circ\text{C}$$

$$T_{cond} = 30.7^\circ\text{C} = 87.26^\circ\text{F}$$

Con  $T_{cond} = 30.7^\circ\text{C}$  en el anexo M, determinamos la  $P_{cond}$

$$P_{cond} = 1214 \text{ kPa} = 176.1 \text{ psia}$$

Mediante la ecuación 40, se tiene que el  $C.O.P._{CARNOT}$ :

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (40)$$

$$C.O.P._{CARNOT} = \frac{273.11}{303.7 - 273.11}$$

$$C.O.P._{CARNOT} = 8.93$$

### **Ciclo ideal de refrigeración.**

**Punto 1:** Con la  $P_{evap} = 499.44 \text{ kPa}$  y como el estado 1 se encuentra en la línea de vapor saturado, tenemos los siguientes datos.

$$P_1 = 499.44 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = 0.11 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_1 = 405.41 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_1 = 1.752 \text{ [kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K]}$$

$$\rho_1 = 21.29 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

**Punto 2:** Se asume que el trabajo que realiza el compresor es isoentrópico ( $s = cte$ ) entonces se tiene que  $s_2 = s_1 = 1.752$ . Por lo tanto el estado 2 se encuentra en la zona de vapor recalentado, éste se encuentra intersecando las líneas de entropía constante  $s_1$  y  $P_{\text{cond}} = 1214 \text{ kPa}$  con el diagrama  $p - h$ , para R - 22, anexo N, obteniéndose la entalpía  $h_2$ .

$$P_2 = 1214 \text{ [kPa]}$$

$$T_2 = 45.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_2 = 427.39 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_2 = 1.752 \text{ [kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K]}$$

$$\rho_2 = 47.28 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

**Punto 3.** Se considera que el estado 3 se encuentra en la línea de líquido saturado, por lo tanto en la tabla de saturación o anexo M se encuentra los siguientes valores:

$$P_3 = 1214 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = 30.7 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_3 = 237.55 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_3 = 1.128 \text{ [kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K]}$$

$$\rho_3 = 1171 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

**Punto 4:** El estado 4 como se ve en el anexo N se encuentra en la zona de líquido – vapor y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_4 = h_3$ .

$$P_4 = 499.44 \text{ [kPa]}$$

$$T_4 = 0.11 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_4 = 237.55 \text{ [kJ/kg]}$$



Después de encontrar los puntos correspondientes, y mediante la ecuación 43 se obtiene el COP de la instalación:

$$C.O.P_{instalación} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (43)$$

$$C.O.P_{instalación} = \frac{405.41 - 237.55}{427.39 - 405.41}$$

$$C.O.P_{instalación} = 7.64$$

Una vez obtenido el  $C.O.P_{instalación}$  se puede calcular la eficiencia con la que trabajan los equipos de refrigeración de la cámara de conservación de productos lácteos, esta se puede obtener mediante la ecuación 44.

$$\eta_{instalación} = \frac{C.O.P_{instalación}}{C.O.P_{CARNOT}} \quad (44)$$

$$\eta_{instalación} = \frac{7.64}{8.93}$$

$$\eta_{instalación} = 85.49 \text{ [\%]}$$

### Ciclo real de refrigeración.

**Punto 1´:** El estado 1´ se localiza en la zona de vapor recalentado, debido al recalentamiento del refrigerante sea en el evaporador o en la tubería de succión. Este incremento de temperatura es de 10°F y mediante la siguiente ecuación se obtiene la temperatura  $T_{1'}$ .

$$T_{1'} = T_1 + \Delta T_1 \quad (45)$$

$$T_{1'} = 32.2^\circ\text{F} + 10^\circ\text{F}$$

$$T_{1'} = 5.7^\circ\text{C}$$

La entalpía y entropía se halla mediante el diagrama del ciclo real  $p-h$ , para el refrigerante R – 22, en el anexo O.

$$P'_1 = 499.44 \text{ [kPa]}$$

$$h'_1 = 408.2 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s'_1 = 1.76 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{°K]}$$

**Punto a:** Mediante la ecuación 46 determinamos la presión en el estado a.

$$P_{asp} = P_{evap} - \Delta P_{asp} \quad (46)$$

$$P_a = (499.44 - 27.58) \text{ kPa}$$

$$P_a = 471.86 \text{ [kPa]}$$

$$T_a = 4.7^\circ\text{C} = 40.46[^\circ\text{F}]$$

$$h_a = 408 \text{ [kJ/kg]}$$

**Punto b:** La  $P_b = P_a$ , es la misma, el refrigerante tiene un aumento de temperatura de 12 °F debido al contacto del mismo con las paredes del cilindro y mediante la ecuación 40 se determina la  $T_b$ , sus propiedades se determinan en la zona de vapor recalentado.

$$P_b = 471.86 \text{ [kPa]}$$

$$T_b = T_a + \Delta T_2 \quad (47)$$

$$T_b = 40.46^\circ\text{F} + 12^\circ\text{F}$$

$$T_b = 11.37 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_b = 413.84 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_b = 1.79 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{°K]}$$

$$v_b = 0.05317 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$\rho_b = 18.80 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

**Punto c:** Las propiedades del punto c comenzando por la presión en c o presión de descarga, para el cálculo de la misma se considera una caída de presión de 4 psia (27.58 kPa) en la línea de descarga. Por lo tanto mediante la siguiente ecuación se tiene:

$$P_{cond} = P_{desc} - \Delta P_{desc} \quad (48)$$

$$P_{desc} = 1214 \text{ kPa} + 27.58 \text{ kPa}$$

$$P_{desc} = 1241.58 \text{ [kPa]}$$

En el diagrama p – h para R – 22, es decir el anexo O, desde el punto b se considera un proceso isoentrópica al intersecar con la línea de presión de descarga se puede encontrar las propiedades del punto c, pero se debe considerar que se asume una eficiencia isentrópica del compresor del 70%.

$$\eta_{isoentropica} = \frac{h_2 - h_1}{h_c - h_1} \quad (49)$$

$$h_c = 436.8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\rho_c = 43.31 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$T_c = 72.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Punto 2:** Desde el punto c cae la presión hasta la presión de condensación mediante un proceso isoentálpico el mismo que se produce en la apertura de la válvula de descarga

$$P_2 = 1214 \text{ [kPa]}$$

$$h_2 = 436.8 \text{ [kJ/kg]}$$

**Punto 3´:** Después de comprimir el refrigerante, este pasa por el condensador a presión constante, cambiando de estado gaseoso estado líquido. Como se trata de un ciclo real este punto se ha desplazado hacia la zona de líquido subenfriado, debido a una disminución de temperatura a la salida del condensador, lo cual permite tener una mayor concentración de refrigerante aumentando así el valor del efecto refrigerante.

$$P_3' = 1214 \text{ [kPa]}$$

$$T_3' = 28 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_3' = 234 \text{ [kJ/kg]}$$

**Punto 4' :** El punto 4' como se ve en el anexo O se encuentra en la zona de líquido – vapor, con un pequeño desplazamiento hacia la izquierda y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_{4'} = h_{3'}$ .

$$P_{4'} = 499.44 \text{ [kPa]}$$

$$h_{4'} = 234 \text{ [kJ/kg]}$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes del diagrama  $p - h$  real para  $R - 22$ , y mediante el  $C.O.P_{real}$  de la instalación se halla la eficiencia frigorífica de la instalación.

$$C.O.P_{real} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_2 - h_1'} \quad (50)$$

$$C.O.P_{real} = \frac{405.41 - 234}{436.8 - 408.2}$$

$$C.O.P_{real} = 5.99$$

$$\eta_{real} = \frac{C.O.P_{real}}{C.O.P_{CARNOT}} \quad (51)$$

$$\eta_{real} = \frac{5.99}{8.93}$$

$$\eta_{real} = 67.1 \text{ [%]}$$

**4.1.2.3 Cámara de conservación de queso.** El cuarto frío utiliza una unidad de refrigeración de marca Zannotti de la serie GM denominada monoblock, este se encuentra en la pared frontal del cuarto. Tiene por dimensiones 3.5 x 2.55 x 2.4 m. un volumen de 21.42 m<sup>3</sup>.

Se almacenan aproximadamente una cantidad de 400 unidades de queso con un peso de 2 lb. El equipo es encendido desde las 15h00 hasta 8h00 del otro día. Trabaja 17 horas al día, en este caso el refrigerante que se utiliza es el R-134a, esta información fue indicada por el jefe de mantenimiento.

Figura 36. Unidad de refrigeración Zannotti.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

**Determinación del C.O.P.** Partimos de los siguientes datos: el evaporador es un enfriador de aire con circulación forzada, la humedad relativa medida es  $\phi_i = 74\%$ , y en base en la tabla 15 se obtiene TD.

$$TD = 16\text{ }^{\circ}\text{F}$$

Con una temperatura de la cámara de conservación marca 7°C

$$T_{\text{cámara}} = 7^{\circ}\text{C} = 44.6\text{ }^{\circ}\text{F}$$

Mediante la ecuación y con el anexo P el cual muestra los valores de saturación para 134a, se obtiene la temperatura y presión de evaporación:

$$T_{evap} = 28.6^{\circ}F = -1.9^{\circ}C$$

$$P_{evap} = 273.24 \text{ kPa} = 39.6 \text{ psia}$$

**Temperatura y presión de condensación:** Con una diferencia de temperatura de 10 °C entre la temperatura ambiente y la temperatura de condensación.

$$T_{cond} = 30.7^{\circ}C = 87.26^{\circ}F$$

$$P_{cond} = 780.96 \text{ kPa} = 113.14 \text{ psia}$$

Entre tanto se tiene que el C.O.P.<sub>Carnot</sub> calculado es:

$$C.O.P._{CARNOT} = \frac{271.26}{303.85 - 271.26}$$

$$C.O.P._{CARNOT} = 8.32$$

**Ciclo ideal de refrigeración.** El diagrama p – h ideal para este refrigerante el cual se utiliza para evaluar las propiedades en cada punto, se presenta en el anexo Q.

**Punto 1.**

$$P_1 = 273.24 \text{ [kPa]}$$

$$T_1 = -1.9^{\circ}C$$

$$h_1 = 396.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_1 = 1.723 \text{ [kJ/kg} \cdot ^{\circ}K]$$

$$\rho_1 = 13.57 \text{ [kg/m}^3]$$

**Punto 2:** Debido a que se asume que el trabajo que realiza el compresor es isoentrópica o sea a entropía constante se tiene que  $s_2 = s_1$ . El valor de la entalpía se la encuentra en el anexo Q el cual presenta el diagrama p – h para R – 134a.

$$P_2 = 785.89 \text{ [kPa]}$$

$$T_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C} = 95 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_2 = 420 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_2 = 1.723 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K]}$$

**Punto 3:**

$$P_3 = 785.89 \text{ [kPa]}$$

$$T_3 = 30.7 \text{ }^\circ\text{C} = 87.26 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_3 = 242.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_3 = 1.145 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K]}$$

**Punto 4:** El punto 4 como se ve en el anexo Q se encuentra en la zona de líquido – vapor y tiene la misma entalpía puesto que el proceso es isoentálpico por ende  $h_4 = h_3$ .

$$P_4 = 273.24 \text{ [kPa]}$$

$$T_4 = -1.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 242.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_3 = 1.16 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K]}$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes, el COP de la instalación:

$$C.O.P.\cdot instalación = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (43)$$

$$C.O.P.\cdot instalación = \frac{396.1 - 242.5}{420 - 396.1}$$

$$C.O.P.\cdot instalación = 6.43$$

$$\eta_{instalaci\grave{o}n} = \frac{C.O.P_{instalacion}}{C.O.P_{CARNOT}} \quad (44)$$

$$\eta_{instalaci\grave{o}n} = \frac{6.43}{8.32}$$

$$\eta_{instalacion} = 77.2 \text{ [\%]}$$

### **Ciclo real de refrigeraci3n.**

**Punto 1´:** Mediante la ecuaci3n, se obtiene la temperatura para este punto.

$$T_1' = 28.6^{\circ}\text{F} + 10^{\circ}\text{F}$$

$$T_1' = 3.7^{\circ}\text{C}$$

La presi3n en este punto es igual que la presi3n en el punto 1, la entalpía y entropía se halla mediante el diagrama p – h real, o anexo R, para el refrigerante R – 134a.

$$P_1' = 273.24 \text{ kPa}$$

$$h_1' = 401 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_1' = 1.745 \text{ [kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{K]}$$

**Punto a:** En la tubería de aspiraci3n o succi3n se asume una caída de presi3n debido a la fricci3n entre el refrigerante y la tubería, se considera una p3rdida de 4 psia.

$$P_a = 245.45 \text{ [kPa]}$$

$$T_a = 33.53^{\circ}\text{C}$$

$$h_a = 401 \text{ [kJ/kg]}$$

**Punto b:** Este punto tiene la misma presi3n que el punto a, el refrigerante tiene un aumento de 12 °F debido al contacto con las paredes del cilindro, por ende las propiedades correspondiente para este punto son:



$$P_b = 245.66 \text{ [kPa]}$$

$$T_b = 7.52 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$h_b = 404 \text{ [kJ/kg]}$$

$$s_b = 1.76 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{K]}$$

$$\rho_b = 11.45 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

**Punto c:** Las propiedades del punto c comenzando por la presión en c o presión de descarga, para el cálculo de la misma se considera una caída de presión de 4 psia (28.56 kPa) en la línea de descarga. Por lo tanto se tiene:

$$P_{desc} = 780.08 \text{ kPa} + 28.56 \text{ kPa}$$

$$P_{desc} = 807.64 \text{ [kPa]}.$$

Teniéndose en cuenta mediante la eficiencia isoentrópica del compresor, la cual se determina mediante la ecuación 49, obteniéndose los siguientes resultados:

$$\eta_{isoentropica} = \frac{h_2 - h_1}{h_c - h_1} \quad (49)$$

$$h_c = 430.24 \text{ [kJ/kg]}$$

$$v_c = 0.025 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$\rho_c = 40 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$T_c = 48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Punto 2:** Desde el punto c cae la presión hasta la presión de condensación mediante un proceso isoentálpico el mismo que se produce en la apertura de la válvula de descarga.

$$P_2 = 785.89 \text{ [kPa]}$$

$$h_2 = 430.24 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_2 = 46 [^{\circ}C]$$

**Punto 3' :** Después de comprimir el refrigerante, este pasa por el condensador a presión constante, cambiando de estado gaseoso estado líquido. Como se trata de un ciclo real este punto se ha desplazado hacia la zona de líquido subenfriado, debido a una disminución de temperatura a la salida del condensador, lo cual permite tener una mayor concentración de refrigerante aumentando así el valor del efecto refrigerante.

$$P_3 = 785.89 [kPa]$$

$$T_3 = 27 [^{\circ}C]$$

$$h_3' = 239 [kJ/kg]$$

**Punto 4' :** El punto 4 como se ve en el anexo R se encuentra en la zona de líquido – vapor del ciclo real y tiene la misma entalpía puesto que el proceso que se da en la válvula de expansión es isoentálpico por ende  $h_{4'} = h_4'$ .

$$P_{4'} = 273.24 [kPa]$$

$$h_{4'} = 239 [kJ/kg]$$

Por lo tanto después de encontrar los puntos correspondientes, y mediante el COP de la instalación se halla la eficiencia frigorífica de la instalación.

$$C.O.P._{real} = \frac{h_1 - h_4'}{h_2 - h_1'} \quad (50)$$

$$C.O.P._{real} = \frac{396.1 - 239}{430.24 - 401}$$

$$C.O.P._{real} = 5.37$$

$$\eta_{real} = \frac{C.O.P._{real}}{C.O.P._{CARNOT}} \quad (51)$$

$$\eta_{real} = \frac{5.37}{8.32}$$

## **4.2 Sistema eléctrico.**

La empresa PROLAC, trabaja a 220 Voltios (3 fases) en un transformador trifásico de 125 kVA. Una vez que el voltaje ha sido rebajado acorde a las necesidades de la empresa, se dirige hacia dos contadores eléctricos, uno mecánico y otro electrónico. Desde este punto la energía se dirige hacia el tablero eléctrico, en donde se hace la distribución a los diferentes puntos de consumo. Entre los principales consumidores de energía eléctrica que tiene PROLAC se encuentra los motores eléctricos, iluminación, enfriamiento (compresor de amoníaco), bombas, pasteurizador, computadoras y equipos de oficina.

## **4.3 Demanda energética de " PROLAC "**

La determinación de la demanda energética es un paso condicionante para la selección del sistema de trigeneración. Puesto que para conocer la capacidad de trigeneración necesaria de la planta es necesario tener en cuenta la demanda energética de la misma, es decir tanto la demanda eléctrica como térmica.

### **4.3.1 *Potencia instalada.***

La siguiente tabla muestra la maquinaria instalada en la empresa, por ende la empresa tiene una demanda por fuerza motriz requerida por las bombas, compresores, motores, etc. de:

Tabla 16. Resumen de la demanda energética por fuerza motriz.

ÁREA	UNIDAD		EQUIPO	CAPACIDAD (HP)
Recepción y envasado	A	1	Bomba de succión (leche cruda-balanza)	1
	B	1	Bomba de succión (tina-silos)	1
Pasteurización y homogenización	C	1	Centrífuga	25
	D	1	Homogenizador	23
	E	1	Bomba vacío	1
	F	1	Bomba de agua caliente	1
	G	2	Bomba de leche de 2 HP c/u	4
Envasadoras de leche pasteurizada	H	4	Envasadoras prepac de un cabezal IS-1 de 5 HP c/u	20
	I	1	Envasadoras prepac de 2 cabezal IS-5 de 5 HP 10	10
	J	1	Compresor tornillo	20
	K	1	Compresor	15
	L	1	Compresor	10
	M	1	Compresor	5
	N	1	Bomba de recirculación agua helada (leche)	1
	O	1	Bomba de succión (pasteurizador-homogenizador)	1
Caldera	P	1	Quemador	3
	Q	1	Bomba de combustible	1/3
	R	1	Bomba de cisterna- tanque alimentación	½
	S	1	Bomba tanque de alimentación	2
Banco de agua helada	T	1	Compresor	40
	U	1	Condensador evaporativo	5
	V	1	Bomba de succión (cisterna-banco de hielo)	½
TOTAL				189.33

Fuente: Departamento de mantenimiento.

Potencia instalada en la empresa y con la cual se seleccionará el equipo de generación es de 189.33 HP es decir 141.18 kw

En la tabla 17 las letras del abecedario permiten simplificar el nombre del equipo e indicar las horas de funcionamiento del mismo.

Tabla 17. Horas de funcionamiento de los equipos

Equipo	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
A				1																				
B				1																				
C					25																			
D	23																							
E					1																			
G			1																					
H											4													
I									20															
J					10																			
K	20																							
L								15																
M									10															
N					5																			
P	1																							
Q					1																			
S						3																		
T					0.3																			
U	0.5																							
V				2																				
W			40																					
X		5																						
Y	0.5																							
total	95.3	71.3	72.3	74.3	158.3	165.3	165.3	166.3	180.3	145.3	101.3	5.8					2	2						

Fuente: Departamento de mantenimiento "PROLAC"

**4.3.2 Demanda térmica.** Al referirse a la demanda térmica se debe destacar que la misma está formada por la generación de vapor, utilizado en los distintos procesos productivos, por el calentamiento de agua, para la desinfección de los equipos, tanques, etc., y para la refrigeración, tanto los cuartos fríos como el banco de agua helada.

**4.3.2.1 Generación de vapor y agua caliente.** Básicamente la empresa genera vapor y calienta agua con un total de 24000 galones de diésel al año, se ha decidido realizar un enfoque a la calefacción de agua, partiendo de la masa de vapor generada.

Se debe recalcar que el agua caliente que se obtiene mediante vapor se destina en la empresa para lo que es limpieza y desinfección de equipos de producción.

Por lo tanto la cantidad de vapor que se utiliza para calentar agua se la determinó consultando a los operarios de tal manera que la información facilitada estableció que para calentar el agua utilizada en la desinfección se deja un chorro de vapor durante 10 minutos, provenientes de una manguera de 3/4" de diámetro, dentro de dos tanques de agua dos veces al día, entonces de acuerdo a la siguiente ecuación se determina el flujo de vapor fugado [55]:

$$F_v = 0.4 * d^2 \sqrt{P_v(P_v + 1)} \quad (52)$$

Donde:

$F_v$ : Flujo de vapor fugado [ $kg/h$ ].

$d$ : Diámetro del orificio de la fuga [ $mm$ ].

$P_v$ : Presión de vapor [ $kg/cm^2$ ].

$$F_v = 2 * [0.4 * (19.05)^2 \sqrt{5.84(5.84 + 1)}]$$

$$F_v = 1834.909 [kg_{vapor}/h]$$

$$F_v = 1834.909 \text{ } kg_{vapor}/h * 0.333 \text{ } h/días * 365 \text{ } días/año$$

Para evidenciar el consumo de combustible que se genera debido al calentamiento de agua para la limpieza se calcula un factor de consumo el cual nos indica el volumen total de combustible necesario para producir cierta cantidad de vapor, por lo tanto mediante la siguiente ecuación se tiene:

$$fc = \frac{\dot{V}_{comb_{anual}}}{\dot{m}_{v_{anual}}} \quad (53)$$

Donde:

$fc$ : Factor de consumo  $[gal/kg_{vapor}]$

$\dot{V}_{comb_{anual}}$ : Consumo volumétrico de combustible  $[gal/año]$

$\dot{m}_{v_{anual}}$ : Masa de vapor generada  $[kg_{vapor}/año]$

$$fc = \frac{24000 [gal/año]}{1500469.74 [kg_{vapor}/año]}$$

$$fc = 0.0159 [gal/kg_{vapor}]$$

Por lo tanto el volumen de combustible al año que se requiere para calentar agua se obtiene del producto de la masa de vapor fugado o requerido para la calefacción de agua por un factor de consumo de  $0.0159 [gal/kg_{vapor}]$ , como se muestra a continuación:

$$\dot{V}_{comb_{calef-agua}} = F_v * fc \quad (54)$$

$$\dot{V}_{comb_{calef-agua}} = 223247.205 [kg_{vapor}/año] * 0.0159 [gal/kg_{vapor}]$$

$$\dot{V}_{comb_{calef-agua}} = 3570.837 \approx 3571 [gal/año]$$

Para tener el valor de cuantos  $kw - h$ , es decir energía térmica consume el proceso de desinfección y limpieza de los equipos a través del consumo de vapor, el mismo debe estar en función del consumo de combustible al año y su poder calorífico superior y se relacionan mediante la siguiente expresión:

$$E_{te\ calef-agua} = \dot{m}_{calef-agua} * GCV \quad (55)$$

Donde:

$E_{te\ calef-agua}$ : Energía térmica utilizada en el agua caliente [ $kw - h/año$ ]

$GCV$ : Poder calorífico superior [ $btu/gal$ ].

$\dot{m}_{calef-agua}$ : Consumo de combustible utilizado para calentar agua mediante vapor [ $gal/año$ ].

$$E_{te\ calef-agua} = 3570.837 [gal/año] * 142300 [btu/gal]$$

$$E_{te\ calef-agua} = 508130111.293 [Btu/año] = 148924.417 [kw - h/año]$$

**4.3.2.2 Equipos de refrigeración.** Se debe destacar que el equipo del banco de agua helada, no se considera como sistema de refrigeración en el análisis térmico ni al momento de realizar la selección del sistema de absorción debido a que este trabaja con temperaturas de  $1^{\circ}C$  a  $4^{\circ}C$ .

Por lo cuanto se tiene condiciones distintas de frío por ende se requeriría dos sistemas de absorción diferentes, y por motivos de inversión se seleccionara únicamente para una aplicación en la empresa.

Ahora procedemos a determinar la potencia térmica de los equipos de refrigeración que componen las cámaras de refrigeración mediante la siguiente ecuación.

$$C.O.P_{real} = \frac{P_f}{P_e} \quad (39)$$



Donde:

**$C.O.P_{real}$** : Coeficiente de funcionamiento real de la instalación.

**$P_f$** : Potencia frigorífica [kW].

**$P_e$** : Potencia eléctrica[kW].

Tabla 18. Potencia frigorífica.

DESCRIPCIÓN	POTENCIA (HP)	POTENCIA (kW)	C.O.P	POTENCIA FRIGORÍFICA (kW)
Cámara de conservación leche	4	29.828	5.99	17,867
Cámara de conservación queso	1	0.7457	5.37	4,004
			TOTAL	21,871

Fuente: Autora

La potencia frigorífica requerida en la empresa es de 21.871 kW.

Con la potencia frigorífica encontrada por parte de los equipos de refrigeración se procede a calcular mediante el número de horas de funcionamiento el consumo energético requerido por los equipos de refrigeración.

Tabla 19. Consumo energético de los sistemas de refrigeración.

DESCRIPCIÓN	POTENCIA FRIGORÍFICA	TIEMPO TRABAJO (h)	CONSUMO ENERGÉTICO (kW-h)
Cámara de conservación leche	17,867	17	303,739
Cámara de conservación queso	4,004	17	68,068
		TOTAL	371,807

Fuente: Autora

El consumo total de energía térmica en los sistemas de refrigeración es de 371.807  $kw - h$  al día, y anualmente es de 135709.55  $kw - h$ , este consumo se mantiene constante a través del año por tener una producción poco variable.

**4.3.3 Demanda Eléctrica.** Para el respectivo análisis de la demanda eléctrica se consideró el consumo eléctrico en las planillas generadas por la empresa eléctrica las cuales se muestran en el anexo S, de acuerdo a la tabla que se presenta a continuación muestra los consumos eléctricos de los periodos 2010 y 2011.

Tabla 20. Consumo de energía eléctrica periodo 2010 – 2011.

<b>MES</b>	<b>CONSUMO (kW – h)</b>	
	<b>2010</b>	<b>2011</b>
Enero	18370	26400
Febrero	20797	21440
Marzo	29082	23680
Abril	25656	27200
Mayo	26027	25280
Junio	27681	25920
Julio	27681	28160
Agosto	24965	25760
Septiembre	26146	28160
Octubre	22367	21760
Noviembre	26264	26560
Diciembre	23902	24800
<b>TOTAL</b>	<b>298938</b>	<b>305120</b>

Fuente: Empresa PROLAC, departamento de contabilidad.

## CAPÍTULO IV.

### 5. EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD DE TRIGENERACIÓN.

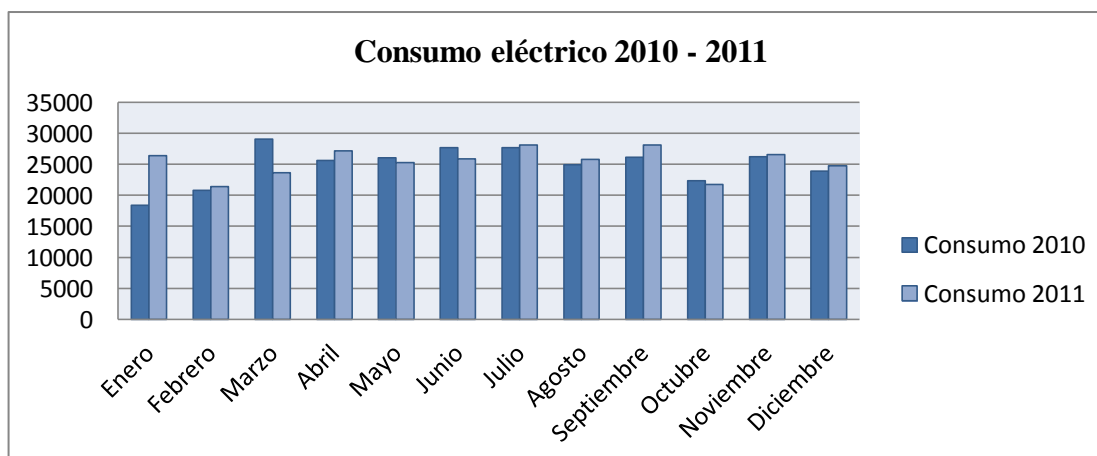
#### 5.1 Requerimientos de selección.

**5.1.1 Energía eléctrica requerida.** En la tabla 20, se pudo observar el consumo de  $kw - h$  por mes, así como también el costo de energía eléctrica de cada mes del año 2010 y 2011. Los costos de energía eléctrica que tuvo la empresa durante el año 2010 y 2011 tuvieron un valor 27472.89 y 28816.61 USD, con un consumo de 298938 y 305120  $kw - h$ , respectivamente.

Por lo tanto la energía que es comprada en promedio a la empresa eléctrica de Riobamba (E.E.R.S.A) es de 302029 [ $kw - h/año$ ].

En la figura 37 se muestra un diagrama de barras el cual representa las variaciones entre los consumos 2010 y 2011.

Figura 37. Consumo eléctrico 2010 – 2011.



Fuente: Autora.

**5.1.2 Energía térmica requerida.** En total la energía térmica requerida teniendo en cuenta que es la suma de energía requerida para calentar el agua necesaria en la limpieza  $148924.417 [kW - h/año]$  y la energía térmica utilizada por los sistemas de refrigeración la cual es de  $135709.55 [kW - h/año]$  dando así un total de  $284633.967 [kW - h/año]$ . El nivel térmico que debe abastecer el sistema de absorción de simple efecto es de  $21.871 [kW]$ .

**5.1.3 Relación calor/ electricidad.** Permite visualizar la simultaneidad con que ocurren las demandas eléctricas y térmicas en una instalación. Nos indica la magnitud de energía eléctrica y térmica que debe generar una determinada tecnología para cubrir las demandas. Esta relación se puede calcular con la ecuación 1 de la siguiente manera:

$$\frac{Q}{E} = \frac{E_t}{E_e} \quad (1)$$

Por lo tanto con los valores ya obtenidos anteriormente se tiene que:

$$\frac{Q}{E} = \frac{284633.967 [kW - h/año]}{302029 [kW - h/año]}$$

$$\frac{Q}{E} = 0.942$$

**5.1.4 Horas de funcionamiento anual.** Las horas de funcionamiento de los equipos son aproximadamente las siguientes:

Maquinaria, Iluminación y otros:

Horas/día: 11  
Días/semana: 7  
Semanas/año: 52

Equipo de refrigeración por compresión:

Horas/día: 17  
Días/semana: 7  
Semanas/año: 52

**5.1.5** *Rango de potencia eléctrica.* Es uno de los factores que puede determinar si la tecnología es apta o no. Como se describió en la tabla 16 del capítulo anterior la demanda de potencia eléctrica de la empresa es de 141.18 kW manteniéndose constante durante todo el año.

**5.1.6** *Combustible.* El combustible debe ser, de calidad suficiente con un mínimo precio para reducir costos, y de alta fiabilidad de suministro.

Comparando las tecnologías existentes en el mercado y sus características principales, se analizará y se tomará una decisión en cuanto a cuál será el sistema más apropiado para la empresa.

## **5.2 Selección del sistema de trigeneración.**

Como se mencionó en capítulos anteriores un sistema de trigeneración está formado por un sistema de cogeneración más una máquina de absorción, sin olvidar el sistema de recuperación de calor. Por lo tanto se comenzará con la selección del equipo de cogeneración.

**5.2.1** *Sistema de cogeneración.* La selección de la tecnología más apropiada para la empresa depende de una serie de factores tales como: rango de potencia eléctrica, relación entre calor/electricidad, horas de funcionamiento, nivel térmico y disponibilidad de combustibles. Por lo tanto procedemos a describir las características de las tecnologías disponibles.

### **5.2.1.1** *Turbina de vapor.*

Su rango de capacidad va desde los 0.5 a los 250 MW.

Por necesitar más tiempo de arranque comprendido entre 1 hora y un día aproximadamente comparado con el resto de tecnologías.

Costo elevado de la adquisición de la tecnología.

Aplicación actualmente limitada a ciclos combinados.

Eficiente para marcha continua y con una carga elevada.

#### **5.2.1.2 Turbina de gas.**

Su rango de capacidad, que va desde los 0.5 a los 250 *Mw*.

Relación Calor / Electricidad es de 0.5 a 2.

Necesita más tiempo de arranque comprendido entre 10 minutos y una hora aproximadamente comparada con el resto de tecnologías.

#### **5.2.1.3 Microturbinas.**

Su rango de capacidad, que va desde los 0.030 a los 250 *Mw*.

Relación calor /electricidad es de 0.4 a 0.7.

Tiene un tiempo de arranque de 60 segundos.

Costo elevado de la adquisición de la tecnología.

#### **5.2.1.4 Motor de combustión interna.**

Su rango de capacidad, va desde 0.01 a 5 *Mw*.

Su relación  $Q/E$  que va desde 0.5 a 1.

Tiene un tiempo de arranque de 10 segundos.

Uno de los principales factores, es la demanda de potencia eléctrica, que es de 0.1412 *MW* y la relación  $\frac{Q}{E}$  la cual tiene un valor de 0.942, en base a la tabla 2, se tiene una primera aproximación que recae en los motores de combustión interna, por lo tanto en base a estos parámetros se busca una tecnología que se encuentre o aproxime a este rango. En la figura 38, se indican las principales características entre las diferentes tecnologías disponibles.

Figura 38. Resumen de costos y características de rendimiento por tecnología [56].

Table III: Summary Table of Typical Cost and Performance Characteristics by CHP Technology*					
Technology	Steam Turbine <sup>1</sup>	Recip. Engine	Gas Turbine	Microturbine	Fuel Cell
Power efficiency (HHV)	15-38%	22-40%	22-36%	18-27%	30-63%
Overall efficiency (HHV)	80%	70-80%	70-75%	65-75%	55-80%
Effective electrical efficiency	75%	70-80%	50-70%	50-70%	55-80%
Typical capacity (MW <sub>e</sub> )	0.5-250	0.01-5	0.5-250	0.03-0.25	0.005-2
Typical power to heat ratio	0.1-0.3	0.5-1	0.5-2	0.4-0.7	1-2
Part-load	ok	ok	poor	ok	good
CHP Installed costs (\$/kW <sub>e</sub> )	430-1,100	1,100-2,200	970-1,300 (5-40 MW)	2,400-3,000	5,000-6,500
O&M costs (\$/kW <sub>e</sub> )	<0.005	0.009-0.022	0.004-0.011	0.012-0.025	0.032-0.038
Availability	near 100%	92-97%	90-98%	90-98%	>95%
Hours to overhauls	>50,000	25,000-50,000	25,000-50,000	20,000-40,000	32,000-64,000
Start-up time	1 hr - 1 day	10 sec	10 min - 1 hr	60 sec	3 hrs - 2 days
Fuel pressure (psig)	n/a	1-45	100-500 (compressor)	50-80 (compressor)	0.5-45
Fuels	all	natural gas, biogas, propane, landfill gas	natural gas, biogas, propane, oil	natural gas, biogas, propane, oil	hydrogen, natural gas, propane, methanol
Noise	high	high	moderate	moderate	low
Uses for thermal output	LP-HP steam	hot water, LP steam	heat, hot water, LP-HP steam	heat, hot water, LP steam	hot water, LP-HP steam
Power Density (kW/m <sup>2</sup> )	>100	35-50	20-500	5-70	5-20
NO <sub>x</sub> (lb/MMBtu) (not including SCR)	Gas 0.1- 2 Wood 0.2-5 Coal 0.3-1.2	0.013 rich burn 3- way cat. 0.17 lean burn	0.036-0.05	0.015-0.036	0.0025-.0040
lb/MWh <sub>TotalOutput</sub> (not including SCR)	Gas 0.4-0.8 Wood 0.9-1.4 Coal 1.2-5.0.	0.06 rich burn 3- way cat. 0.8 lean burn	0.17-0.25	0.08-0.20	0.011-0.016

Fuente: U.S. Environmental Protection Agency Combined Heat and Power Partnership. Catalog of CHP Technologies.

Por todos los motivos mencionados con anterioridad nuestra tecnología recae en el motor de combustión interna. Por lo tanto procedemos a su selección. El combustible a utilizar es diésel, y con una demanda de 141 kw. Se tiene como opción el siguiente motor de combustión **CUMMINS** modelo **6CTA8.3 – G2**, este motor es de cuatro tiempos de simple efecto y combustión interna, diseñado de acuerdo a normas ISO-3046, para consumir combustible diésel de 10000 kcal/kg, inyección directa; enfriado por agua y lubricación a presión en el anexo T se muestran otras de sus características técnicas.

### 5.2.2 Sistema de eléctrico.

El sistema eléctrico de la empresa estará alimentado por un motor de combustión **CUMMINS** modelo **6CTA8.3 – G2**, el cual se encuentra acoplado directamente, formando una unidad compacta de alineamiento permanente.

El generador es trifásico de corriente alterna, fabricado por **STAMFORD** modelo **UCI274G**, construido de acuerdo a normas NEMA; con aislamiento clase H para ambientes húmedos, marinizado y para ambientes corrosivos. Apropiado para un mínimo mantenimiento por no tener anillos colectores, conmutador de delgas, ni escobillas, siendo su regulación totalmente estática sin piezas sujetas a fricción. Este generador cuenta con una potencia continua de 169 kW, en el anexo U se describen sus diferentes características técnicas.

El funcionamiento habitual del motor será acoplado a la red. Sin embargo podrá trabajar aislado para evitar los efectos de las caídas de la red eléctrica.

El motor de combustión interna debe estar dotado de mecanismos de control que permitan detectar cuándo se ha producido un corte de suministro de la red, y desconectarse, cambiando el modo de funcionamiento. Su funcionamiento será integrado con la red, de esta manera de entregará energía cuando tenga excedentes e importándola cuando sea insuficiente, si fuere necesario.

Se debe realizar un control sobre los circuitos que trabajan a presión, tanto a la entrada como a la salida de los mismos. De este modo nos aseguramos del correcto funcionamiento de los equipos, los equipos que deben ser controlados son:

Máquina de absorción.

Bombas.

Admisión del combustible.



**5.2.3 Recuperación del calor.** La instalación de trigeneración se ha dimensionado para que satisfaga la totalidad de energía eléctrica, convirtiéndose así en un sistema superior de cogeneración. Se analizará las fuentes de energía térmica disponibles en el motor, para poder determinar cuál de ellas nos permite abastecer agua caliente para la desinfección de maquinaria en el proceso y la activación del sistema de absorción. Con los datos entregados por el fabricante anexo T procedemos a analizar las fuentes disponibles de calor:

**Calor disponible en los gases de escape.**

El calor disponible en los gases de escape es de:

$$Q_{gases\ escape} = 8900\ Btu/min = 157kw$$

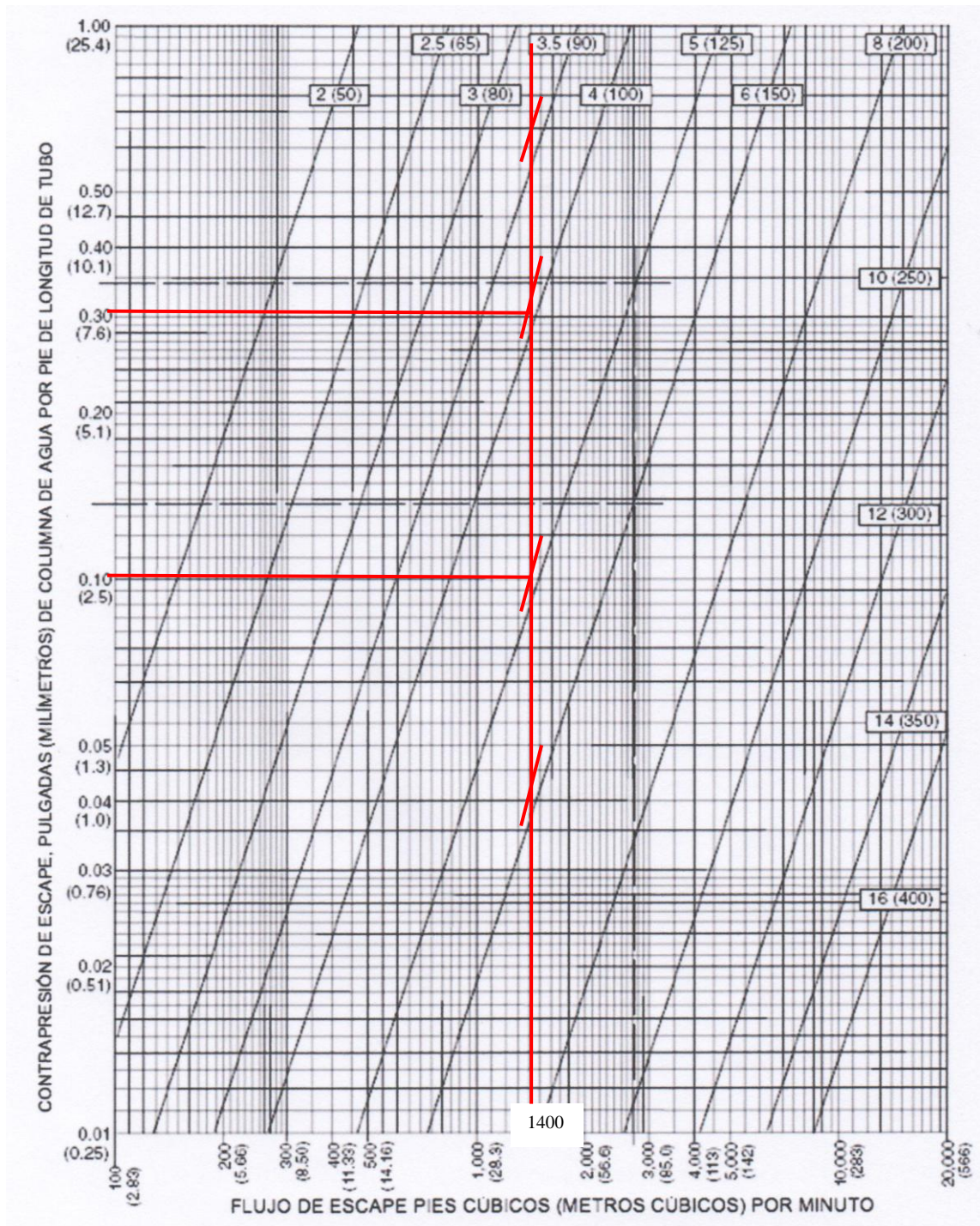
$$\Delta P = 3\ in\ Hg = 10.158\ kPa = 41\ plgH_2O$$

$$\dot{m} = 660\ l/s = 1400cfm$$

La contrapresión del sistema de escape (resistencia al paso de los gases), es un factor determinante al momento de plantear la tecnología, que va a recuperar la energía térmica rechazada por el motor, ya que si excedemos la máxima permisible especificada por el fabricante, reducimos la potencia y la vida del motor, y puede conducir a altas temperaturas de escape y humo. Por lo tanto procedemos a determinar el sistema de escape que se ajuste a nuestra necesidad [57].

En la figura 39, y con 1400 cfm, determinamos que diámetros se pueden utilizar en el sistema de escape.

Figura 39. Contrapresión de escape en diámetros de tubo nominales en pulgadas.



Fuente: Manual de aplicación conjuntos generadores enfriados con líquido.

En la tabla se determina que los diámetros que se pueden utilizar para 1400cfm, son:

$$\phi_{nominal} = 3.5 \text{ plg}, \phi_{nominal} = 4 \text{ plg}, \phi_{nominal} = 5 \text{ plg}, \phi_{nominal} = 6 \text{ plg}$$

Partimos del  $\phi_{nominal} = 4 \text{ plg}$ .

Por lo tanto la distribución del sistema de escape se especifica de la siguiente manera:

Tubo flexible de  $\phi_{nominal} = 4 \text{ plg}$  y  $24 \text{ plg}$  ( $610 \text{ mm}$ ) de longitud en la salida del escape del motor.

Un silenciador con una entrada de  $\phi = 5 \text{ plg}$ , y  $10 \text{ ft}$  ( $3 \text{ m}$ ) de tubo de  $\phi = 5 \text{ plg}$ .

Un codo de radio largo de  $5 \text{ plg}$ .

Con el  $\phi_{nominal} = 4 \text{ plg}$ , y en la figura 39 determinamos la contrapresión de escape con respecto al diámetro de tubo.

La gráfica muestra un valor de  $0.285 \text{ plg de columna de agua}$ .

Realizamos el mismo procedimiento para un  $\phi = 5 \text{ plg}$  del silenciador, la gráfica indica una contrapresión de  $0.085 \text{ plg de columna de agua}$ .

En la figura 40 determinamos del área de la sección de la entrada del silenciador de  $\phi = 5 \text{ plg}$ :

Figura 40. Área de aberturas transversales de diferentes diámetros.

DIÁMETRO DE MOFLE ENTRADA (PULGADAS)	ÁREA DE ENTRADA DEL SILENCIADOR ( $\text{ft}^2$ )	DIÁMETRO DE ENTRADA DEL SILENCIADOR (pulg)	ÁREA DE ENTRADA DEL SILENCIADOR ( $\text{ft}^2$ )
2	0.0218	8	0.3491
2.5	0.0341	10	0.5454
3	0.0491	12	0.7854
3.5	0.0668	14	1.069
4	0.0873	16	1.396
5	0.1363	18	1.767
6	0.1963		

Fuente: Manual de aplicación conjuntos generadores enfriados con líquido.

Calculamos la velocidad de los gases de escape en pies por minuto (*fpm*),

$$V = \frac{\dot{m}}{A} \quad (56)$$

Donde:

***m***: Flujo de los gases de escape en *fpm*.

***A***: Área en la entrada del silenciador en *ft*<sup>2</sup>

Remplazando en la ecuación 56, tenemos:

$$V = \frac{1400 \text{ cfm}}{0.1363 \text{ ft}^2} = 10271.46 \text{ ft/m}$$

En la tabla 21 seleccionamos que tipo de silenciador se ajusta a nuestro sistema, seleccionando un silenciador crítico.

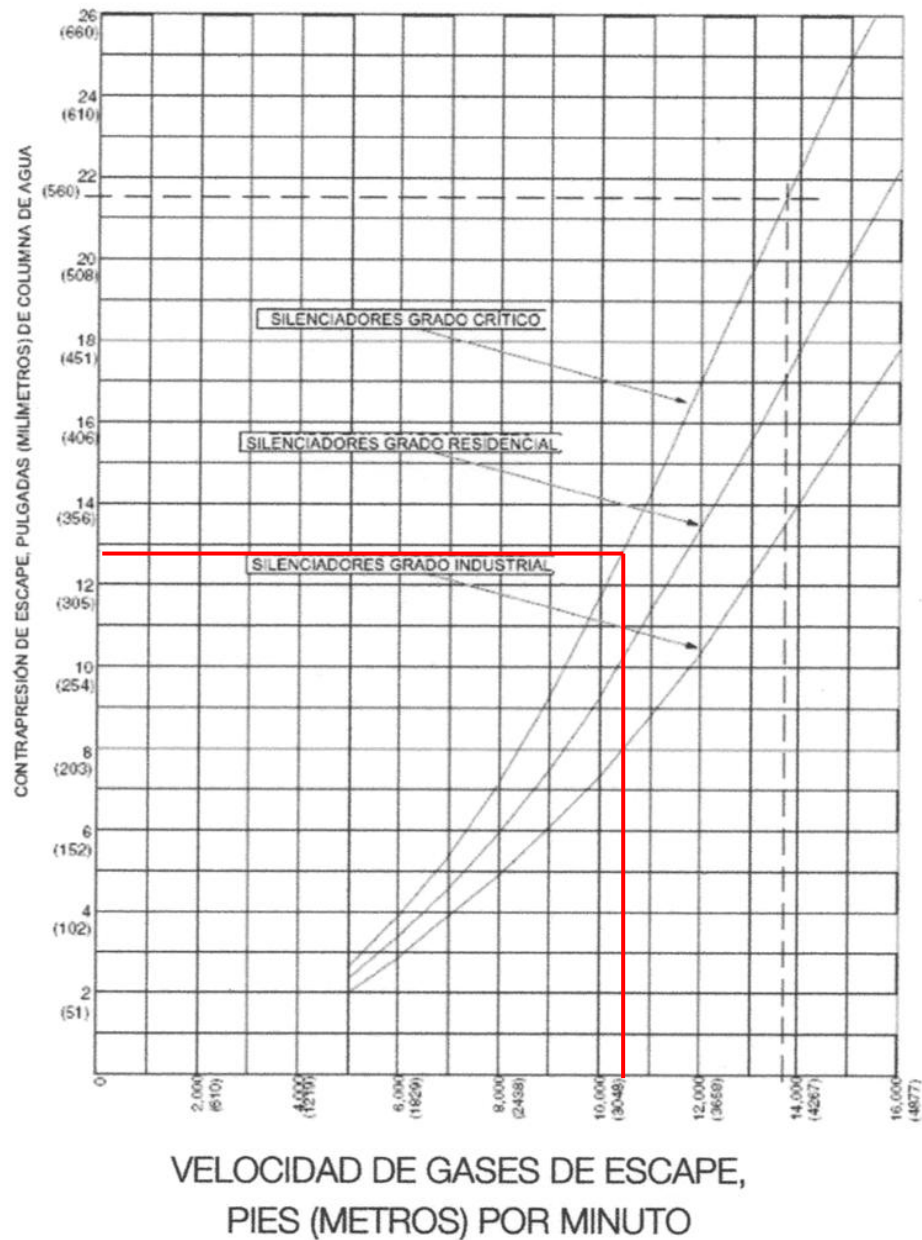
Tabla 21. Atenuación típica del silenciador.

Tipo	dBA
Silenciador industrial	12-18
Silenciador residencial	18-25
Silenciador crítico	25-35

Fuente: Manual de aplicación conjuntos generadores enfriados con líquido.

En la figura 41, determinamos la contrapresión causada por el flujo de 1400cfm en el silenciador crítico.

Figura 41. Contrapresión de los gases de escape del silenciador vs. gases de escape.



Fuente: Manual de aplicación conjuntos generadores enfriados con líquido

En la figura determinamos que la contrapresión causada por el silenciador crítico es de 12.75plg de columna de agua.

En la figura 42 determinamos la contrapresión de tubo flexible de  $\phi_{nominal} = 4 \text{ plg}$  y 24 plg de longitud de salida de escape.



Figura 42. Longitudes equivalentes de conexiones de tubo en pies (metros).

TIPO DE CONEXIÓN	MEDIDA NOMINAL DEL TUBO PULGADAS (MILÍMETROS)												
	2 (50)	2-1/2 (65)	3 (80)	3.5 (90)	4 (100)	5 (125)	6 (150)	8 (200)	10 (250)	12 (300)	14 (350)	16 (400)	18 (450)
Codo 90° Estándar	5.2 (1.6)	6.2 (1.9)	7.7 (2.3)	9.6 (2.9)	10 (3.0)	13 (4.0)	15 (4.6)	21 (6.4)	26 (7.9)	32 (9.8)	37 (11.3)	42 (12.8)	47 (14.3)
Codo 90° Radio Medio	4.6 (1.4)	5.4 (1.6)	6.8 (2.1)	8 (2.4)	9 (2.7)	11 (3.4)	13 (4.0)	18 (5.5)	22 (6.7)	26 (7.9)	32 (9.8)	36 (10.7)	40 (12.2)
Codo 90° Radio Grande	3.5 (1.1)	4.2 (1.3)	5.2 (1.6)	6 (1.8)	6.8 (2.1)	8.5 (2.6)	10 (3.0)	14 (4.3)	17 (5.2)	20 (6.1)	24 (7.3)	26 (7.9)	31 (9.4)
Codo 45°	2.4 (0.7)	2.9 (0.9)	3.6 (1.1)	4.2 (1.3)	4.7 (1.4)	5.9 (1.8)	7.1 (2.2)	8 (1.8)	8 (2.4)	9 (2.7)	17 (5.2)	19 (5.8)	22 (6.7)
Te, Entrada o Salida Lateral	10 (3.0)	12 (3.7)	16 (4.9)	18 (5.5)	20 (6.1)	25 (7.6)	31 (9.4)	44 (13)	56 (17)	67 (20)	78 (23.8)	89 (27.1)	110 (33.5)
Tubo Flexible 18 Pulgadas	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)	3 (0.9)
Tubo Flexible 24 Pulgadas	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)	4 (1.2)

Fuente: Manual de aplicación conjuntos generadores enfriados con líquido

De la figura determinamos que la longitud equivalente es de 4 *ft*, para un tubo flexible de 24 *plg*.

Para un codo de radio largo de 5 *plg* su longitud equivalente es de: 8.5 *ft*

En la siguiente tabla se muestra el cálculo de las contrapresiones.

Tabla 22. Cálculo de contrapresión en *plg* de columna de agua.

Descripción	Longitud equivalente (ft)	Contrapresión (plg de columna de agua)	Contrapresión (plg de columna de agua)
tubo flexible 24plg (4plg)	4	0,285	1,14
15 ft de longitud (5plg)	15	0,085	1,275
codo radio largo (5plg)	8,5	0,085	0,7225
silenciador (5 plg)		12,75	12,75
<b>Total</b>			15,8875

Fuente: Autora

El cálculo indica que la distribución del sistema de escape es apropiado ya que tiene un valor de 15.8875 *plg H<sub>2</sub>O* = 3.95 *kPa*, con respecto a la contrapresión de los gases de escape.

Adicionalmente al sistema de escape seleccionamos un intercambiador de calor que permita recuperar la energía disipada por los gases y transferirla a un circuito de agua, para poder suministrar al proceso de limpieza.

En la siguiente figura determinamos el intercambiador de calor que se ajusta a nuestra necesidad seleccionado a partir del rango de potencia del motor.

Figura 43. Intercambiadores de calor para gases de escape.

### Exhaust Gas Heat Exchanger Performance Table

Type	Gen Set rating		Performance		
	Engine power kW	Exhaust gas flow kg/min	Exhaust gas outlet temp °C	Heat recovery kW	Exhaust gas pressure drop kPa
2-25-3737-4	16	1.2	210	9.5	2.4
2-32-3737-5	16	1.2	170	10.5	2.8
3-32-3738-5	32	2.4	210	19	2.4
3-40-3738-6	32	2.4	170	21	2.8
3-60-3738-8	32	2.4	120	23	3.4
4-32-3739-5	60	4.5	210	35	2.2
4-40-3739-6	60	4.5	170	39	2.4
4-60-3739-8	60	4.5	120	43	3.0
5-32-3740-5	90	6.7	210	52	2.1
5-40-3740-6	90	6.7	170	57	2.4
5-60-3740-8	90	6.7	120	65	2.9
6-32-3741-5	140	10.5	210	82	2.2
6-40-3741-6	140	10.5	170	90	2.4
6-60-3741-8	140	10.5	120	101	3.0
8-32-3742-5	250	18.7	210	147	2.3
8-40-3742-6	250	18.7	170	160	2.5
8-60-3742-8	250	18.7	120	181	3.0
10-32-3743-5	400	30.0	210	236	2.4
10-40-3743-6	400	30.0	170	256	2.6
10-60-3743-8	400	30.0	120	288	3.1
12-32-3744-5	600	45.0	210	353	2.3
12-40-3744-6	600	45.0	170	380	2.5
12-60-3744-8	600	45.0	120	425	3.1

For larger sizes contact our sales department.

100kPa-1 bar

Fuente: <http://www.ejbowman.co.uk/lang/es/products/ExhaustHeatExchangers.htm>

En la figura anterior se determinó el intercambiador tipo 6 – 32 – 3741 – 5 para una potencia de 140 kW. El flujo de 0.3016 kg/s que disponemos debe ser regulado a 0.175 kg/s, mediante una válvula que permite eliminar el exceso de gases a la atmósfera. Las características técnicas del intercambiador se encuentran en el anexo V.

Al sumar la contrapresión del sistema de escape de  $3.95 \text{ kPa}$  y el intercambiador de  $2.2 \text{ kPa}$ , da un valor de  $6.15 \text{ kPa}$ . Siendo este valor inferior a la contrapresión permisible del sistema que es de  $10.158 \text{ kPa}$ .

El agua requerida por una empresa de lácteos está en función del tipo de instalación, el sistema de limpieza y manejo del mismo, la cantidad total de agua consumida en el proceso puede llegar a superar varias veces el volumen de leche tratada.

Este consumo suele encontrarse entre  $1.3 - 3.2 \text{ l agua/kg}$  de leche recibida por lo tanto si la densidad de la leche es de  $1030 \text{ kg/m}^3$  y el ingreso de leche diario es de 10000 litros por día se tiene que el consumo diario de agua es de 13390 litros de agua diarios, si de estos como se observó en la planta, el mayor consumo de agua se produce en las operaciones auxiliares, particularmente en la limpieza y desinfección, donde se consume entre el 25 – 40% del total, entonces se debe calentar un total de 5346 litros de agua, teniendo en cuenta el tiempo de trabajo de la planta se tiene que se utiliza aproximadamente  $540 \text{ l/h}$  de agua, es decir se tiene una masa de agua de  $540 \text{ kg/h}$  [58]

Adecuando a las características del intercambiador seleccionado, tenemos que almacenar agua precalentada a  $80^\circ\text{C}$  y elevar su temperatura a  $110^\circ\text{C}$ , ésta valor se encuentra en el rango de temperaturas que utiliza la planta para la limpieza y sus diferentes aplicaciones de agua caliente.

Remplazando en la ecuación 57 tenemos:

$$Q_{\text{agua}} = m_a * c_{p_a} * \Delta T_a \quad (57)$$

Donde:

**$Q_{\text{agua}}$** : Calor sensible retirado del agua (kJ).

**$c_{p_{\text{agua}}}$** : Calor específico del agua  $4178.43(\text{J/kg} \times ^\circ\text{C})$

**$m_a$** : Masa de agua a enfriar (kg).



$\Delta T_a$ : Diferencia de temperatura( $^{\circ}C$ ).

$$Q_{agua} = 0.15 (kg/s) \times 4216(J/kg \times ^{\circ}C) \times (110 - 80)^{\circ}C$$

$$Q_{agua} = 18972 (kJ/s) = 18.9 (kW)$$

$$Q_{disponible} > Q_{agua}$$

El circuito estará formado de una bomba capaz de trabajar a  $110^{\circ}C$  y con un caudal requerido de  $0.56m^3/h$ .

### **Enfriamiento del motor [59].**

Los motores enfriados con líquido se enfrían bombeando una mezcla de refrigerante a través de los pasajes en el bloque de cilindros y las cabezas del motor por medio de una bomba impulsada por el motor. La configuración más común de conjunto generador tiene un radiador montado y un ventilador impulsado por el motor para enfriar el refrigerante y ventilar el cuarto del generador.

Los métodos alternos para enfriar el refrigerante incluyen configuraciones de intercambiadores de calor líquido a líquido montados en el patín, radiador remoto, un intercambiador de calor líquido a líquido remoto y torre de enfriamiento.

### **Requerimientos para la instalación con intercambiador de calor.**

La instalación debe cumplir los límites de flujo, presión, y temperatura del agua cruda mencionados en la hoja de datos del conjunto generador.

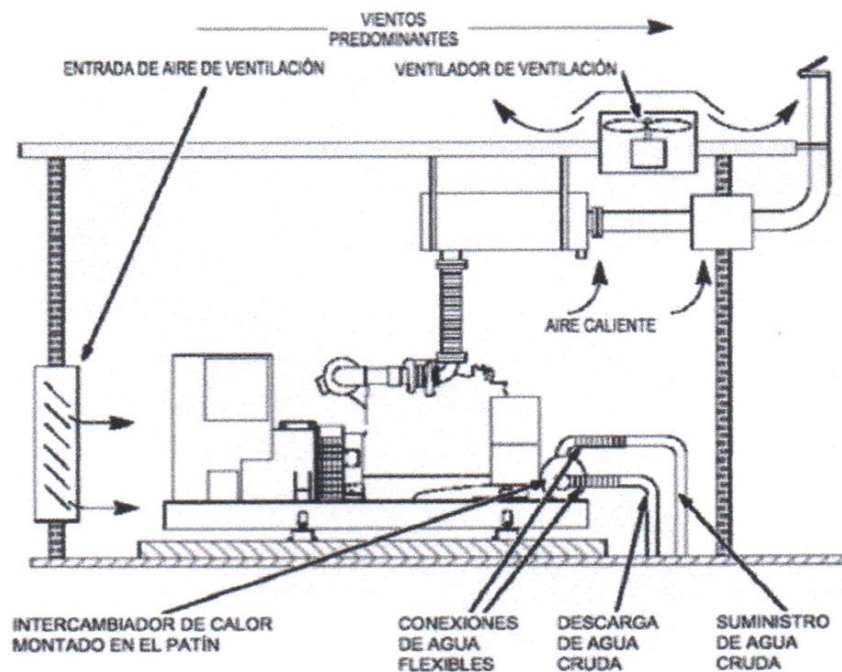
### **Recomendaciones.**

En las instalaciones con intercambiador de calor se debe considerar el tubo del intercambiador de calor o el material de la placa dependiendo de la calidad de agua de enfriamiento cruda.

### Intercambiador de calor montado en el conjunto.

Con los intercambiadores de calor, el calor es removido del refrigerante del motor en un sistema cerrado de agua cruda de una fuente apropiada. El motor, bomba e intercambiador de calor forman un sistema de enfriamiento cerrado y a presión. El refrigerante del motor y el agua cruda no se mezclan.

Figura 44. Enfriamiento con intercambiador de calor montado en el conjunto.



Fuente: Manual de aplicación conjuntos generadores enfriados con líquido.

### Datos del sistema de enfriamiento:

$$Q_{sist.refrig} = 6055 \text{ Btu/min} = 107 \text{ kw}$$

$$\dot{m} = 3.5 \text{ l/s}$$

$$\text{Temperatura del tanque superior máxima} = 100^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Asumiendo una caída de presión } \Delta P = 1.5 \text{ Psi} = 10.3 \text{ kPa} \text{ [31].}$$

Adicional a estos datos debemos conocer las temperaturas de entrada y salida del sistema de absorción. Partiendo de la referencia de accionar un sistema de absorción accionado por agua caliente independientemente de la potencia frigorífica tenemos:

$$T_{entrada} = 88^{\circ}\text{C}$$

$$T_{salida} = 83^{\circ}\text{C}$$



Con estos datos procedemos a seleccionar el equipo a través del software proporcionado por GEA Heat Exchangers, Inc. Dando como resultado el intercambiar de placas modelo:  $FP10 \times 20L - 50(2 - 1/2" MPT)$ . Las características adicionales se encuentran en el anexo W.

**5.2.4 Sistema de absorción.** La selección del sistema de absorción se puede dar de dos opciones. Primero que satisfaga la demanda de frío de las cámaras de conservación que es de  $21.871 \text{ kW}$ , ó partiendo del flujo de agua que circula por el circuito secundario del intercambiador de calor de placas, esta segunda opción nos permite instalar una cámara de conservación de mayor capacidad, al ver que las condiciones son propicias y la necesidad de planta lo requiere, se decide dar como aplicación a una cámara de maduración de quesos.

$$\dot{m}_b = 550,5 \text{ lb}/\text{min} = 4.3 \text{ l/s}$$

En la figura 45, determinados que máquina de absorción se puede accionar con el flujo de agua que disponemos.

Figura 45. Máquinas por absorción accionadas con agua caliente marca Yazaki.

TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE							
			Unidad de medida	MODELOS			
				WFC SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,0
Agua refrigerada	Temperatura agua	entrada	°C	12,5			
		salida	°C	7			
	Pérdida de carga evaporador		kPa	56	51,0	59,8	60,8
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s	0,77	1,53	3,06	4,58
	Volumen de agua contenido		l	8	17	47	73
Agua de enfriamiento (torre)	Calor a disipar		kW	42,7	85,4	171,0	256,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0			
		salida	°C	35,0			
	Pérdida de carga absorbi/cond.		kPa	41	77,5 + 10%	41,2 + 10%	37,3 + 10%
	Factor ensuciamiento		kW/h/K/m²	0,086			
	Presión estática máxima		kPa		588		
	Caudal de agua		l/s		5,1	10,2	15,3
	Volumen de agua contenido		l		66	125	194
Agua caliente al generador	Potencia calorífica a la entrada		kW	25,1	50,2	100,0	151,0
	Temperatura	entrada	°C	88			
		salida	°C	83			
		rango	°C	70 - 95			
	Pérdida de carga en generador		kPa	88	82,2 + 10%	38,2 + 10%	48,1 + 10%
	Presión estática máxima		kPa	588			
	Caudal de agua		l/s	1,2	2,4	4,8	7,2
Volumen de agua contenido		l	10	21	54	84	
Electricidad	Potencia suministro			Mono 220V 380V c.a. - III - 50Hz			
	Consumo		W	48	210	260	310
	Intensidad		A		0,43	0,92	1,25
Control	Refrigeración			Todo - nada			
Dimensiones	Ancho		mm	594	760	1.060	1.380
	Fondo		mm	744	970	1.220	1.520
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1736	1.920	2.030	2.065
Peso	En vacío		kg	365	500	930	1.450
	En carga		kg		600	1.155	1.800
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)		46	49	52
Sección tubos agua	Agua refrigerada			DN-32	DN-40	DN-50	
	Agua enfriamiento (torre)			DN-40	DN-50		DN 65
	Agua caliente generador			DN-40		DN-50	DN-65
Envolvente y acabado exterior: Envolvente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.							

Fuente: [www.absorsistem.com](http://www.absorsistem.com)

Para las condiciones indicadas se selecciona el modelo **WFC SC20**, las características adicionales se encuentran en el anexo X.

El sistema de absorción se acciona, cuando el agua que entra al generador esté a 88°C, para poder cumplir con esta condición se necesita que el motor se encuentre en régimen, por lo tanto el caudal de agua que circula por el circuito secundario debe ser regulado y

que cada circulación vaya entregando mas flujo, hasta que llegue a los 88°C, y se accione el sistema.

El circuito estará formado por una bomba que sea capaz de trabajar a 88°C, y con un caudal de  $15.84\text{ m}^3/h$ .

El esquema del funcionamiento de los tres equipos seleccionados, motor de combustión interna, intercambiador gases escape/agua, intercambiador agua/agua, y sus diferentes temperaturas de entrada y salida se encuentran detallados en el anexo Y.

## **CAPÍTULO V**

### **6. COSTO DE LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE TRIGENERACIÓN.**

En este capítulo se hace el análisis económico de la implementación del sistema de trigeneración en la planta de "PROLAC", no sin antes determinar las condiciones de comercialización para la venta de energía además del precio a la cual ésta se puede ofertar y su impacto en los costos totales del proyecto.

#### **6.1 Ahorro económico mediante la implementación de la trigeneración.**

Con el simple hecho de aplicar la cogeneración se obtiene en materia económica ciertos ahorros con los cuales más adelante se podrá decidir en qué periodo de tiempo se recuperaría la inversión inicial, éstos son: la eliminación del pago de la factura a la empresa eléctrica y el rubro obtenido por la venta del excedente energético a la empresa eléctrica Riobamba "E.E.R.S.A".

**6.1.1** *Facturación eléctrica por parte de la E.E.R.S.A.* En este punto se analizará el costo que genera el consumo de energía eléctrica por la empresa el cual ya se escribió en la tabla 20, por lo tanto si el precio del  $kw - h$  es de USD 0.095 para el sector industrial se tiene lo siguiente:

Tabla 23. Costo del consumo eléctrico [USD]

MES DE FACTURACION	COSTO DEL CONSUMO ELÉCTRICO [USD]	
	2010	2011
Enero	1688.18	2534.59
Febrero	1911.28	2142.82
Marzo	2672.67	2122.15
Abril	2357.83	2499.70
Mayo	2391.98	2412.08
Junio	2543.91	2455.49
Julio	2543.91	2523.64
Agosto	2294.33	2367.36
Septiembre	2402.84	2686.87
Octubre	2055.60	2174.80
Noviembre	2413.69	2516.12
Diciembre	2196.67	2380.98
<b>TOTAL</b>	<b>27472.89</b>	<b>28816.61</b>

Fuente: Empresa PROLAC, departamento de contabilidad.

Por lo tanto de los datos anteriores se tiene que el costo promedio del consumo eléctrico es de USD 28144.75.

**6.1.2 Costo del consumo de combustible.** El diésel es llevado a un segundo tanque de descarga mediante un sistema de elevación estática de succión, con un volumen de  $0.8856\text{m}^3$ , a una altura respecto a la caldera de 1.7m para que el fluido llegue a la caldera.

Figura 47. Tanque de almacenamiento de diésel.



Fuente: Productora de Lácteos Chimborazo "PROLAC"

### 6.1.2.1 Consumo de combustible

El combustible diesel es distribuido por la empresa Petrocomercial, tiene un costo de 0.82 ctvs., el galón. Este es utilizado específicamente para el funcionamiento de la caldera. PROLAC cuenta con un tanque de almacenamiento con capacidad de 24000 litros de diesel.

Tabla 24. Costo del consumo de combustible [USD]

COSTO DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE 2010			
AÑO	MES	DIESEL	COSTO TOTAL [USD]
2010	Enero	2000	1640.57
	Febrero	2000	1640.57
	Marzo	2000	1640.57
	Abril	2000	1640.57
	Mayo	2000	1640.57
	Junio	2000	1640.57
	Julio	2000	1640.57
	Agosto	2000	1640.57
	Septiembre	2000	1640.57
	Octubre	2000	1640.57
	Noviembre	2000	1640.57
	Diciembre	2000	1640.57
<b>TOTAL</b>		<b>24000</b>	<b>19686.84</b>

Fuente: Empresa PROLAC, departamento de contabilidad.

**6.1.3 Excedente de energía eléctrica.** De acuerdo con la siguiente tabla, se puede evidenciar que existe un excedente de energía eléctrica el cual en base al punto 5.1, se encuentra en capacidades de ser adquirida por la empresa eléctrica.

Este excedente se calculó en base a la potencia máxima generada por el generador acoplado al motor de combustión interna y a la carga que tiene la empresa desde las 06h00 hasta las 17h00.



Si se observa en la siguiente tabla tenemos el excedente calculado para el horario antes mencionado.

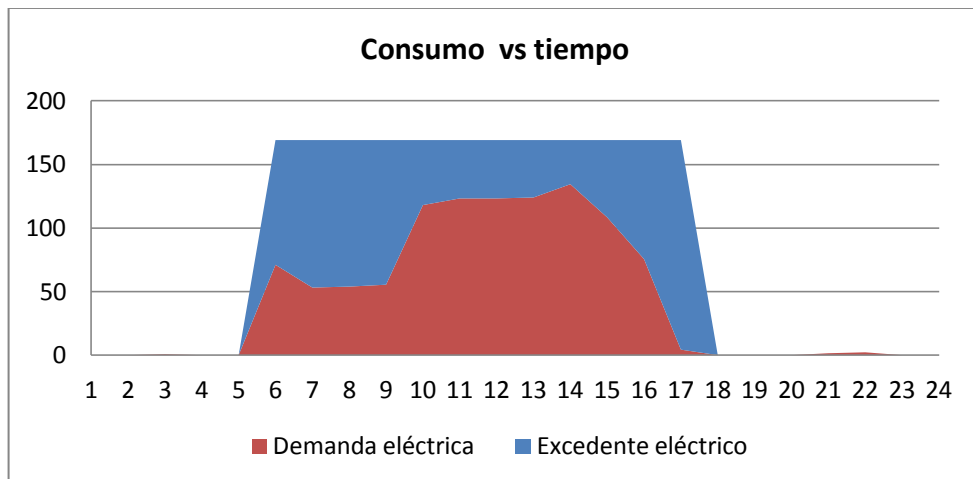
Tabla 25. Cálculo del excedente energético

HORAS $h$	CONSUMO $kw$	GENERADO $kw$	EXCEDENTE $kw$
06h00	70.9985	169	98.0015
07h00	53.1185	169	115.8815
08h00	53.8635	169	115.1365
09h00	55.3535	169	113.6465
10h00	117.9335	169	51.0665
11h00	123.1485	169	45.8515
12h00	123.1485	169	45.8515
13h00	123.8935	169	45.1065
14h00	134.3235	169	34.6765
15h00	108.2485	169	60.7515
16h00	75.4685	169	93.5315
17h00	4.321	169	164.679

Fuente: Autora

En la siguiente figura se puede apreciar de forma más didáctica el excedente energético que se puede comercializar a la empresa eléctrica.

Figura 47. Gráfica consumo vs tiempo (excedente eléctrico)



Fuente: Autora

Por lo tanto se tiene que este excedente o energía cogenerada promedio diario de:  
 $82 \text{ kW} - h$ .

## **6.2 Condiciones para la comercialización de energía mediante la cogeneración [60].**

La energía eléctrica proveniente de los procesos de cogeneración podrá ser comercializada bajo las siguientes modalidades:

Para abastecimiento de consumo propio.

Para entregar al mercado eléctrico los excedentes.

Para estas dos modalidades, deberá estar debidamente facultado por el CONELEC para participar en ese mercado, cumpliendo la normativa vigente para autogeneradores. El cogenerador puede comercializar su energía, bajo las modalidades descritas en el numeral anteriores, si cumple con los siguientes requisitos:

- a) Que la producción de energía eléctrica sea mayor al 5% de la energía total. Esta energía total corresponderá a la suma de la energía térmica más energía eléctrica.

$$E_{el} > 0.05 (E_{el} + E_{te}) \quad (58)$$

Donde:

$E_{el}$ : Energía eléctrica generada [ $\text{kW} - h/\text{año}$ ]

$E_{te}$ : Energía térmica generada [ $\text{kW} - h/\text{año}$ ]

Por lo tanto de acuerdo a los datos obtenidos al implementar el sistema de trigeneración tenemos:

$$E_{el} > 0.05 (678535 + 566516.5)$$

$$678535 > 62252.575$$

Que la producción de energía térmica, a partir de un proceso de energía eléctrica sea mayor al 15% de la energía total generada por el sistema. Esta energía total corresponderá a la suma de energía térmica más energía eléctrica.

$$E_{te} > 0.15 (E_{el} + E_{te}) \quad (59)$$

Donde:

$E_{el}$ : Energía eléctrica [kw – h/año]

$E_{te}$ : Energía térmica [kw – h/año]

$$E_{te} > 0.15 (678535 + 566516.5)$$

$$566516.5 > 186757.752$$

Para los dos casos la evaluación de la producción de la energía térmica y eléctrica deberá corresponder a una base anual.

### 6.2.1 Remuneración de la energía de cogeneración [61].

Los precios de la energía eléctrica producida a través de los procesos de cogeneración, se determinarán a través de la siguiente expresión:

$$P_{cog} = 1.15 PRG \quad (60)$$

Donde:

$P_{cog}$  = Precio de cogeneración [cUSD/kw – h].

$PRG$  = Precio referencial de generación [cUSD/kw – h].

La electricidad de cogeneración será liquidará por el CENACE, en forma mensual, con la medición neta resultante en el punto de conexión con la red y con el precio definido previamente. El valor así obtenido, será asumido por la empresa distribuidora, en cuya área de concesión se ubique el cogenerador.

El PRG a considerarse en la determinación del precio de cogeneración, será el que está vigente al inicio de la operación comercial de la cogeneración, y el mismo será aplicado por un periodo de 10 años.

Según el plan maestro de electrificación 2012 – 2021 en el punto “evolución de los costos del servicio eléctrico” en donde se indica cada uno de los componentes tarifarios entre ellos el PRG, el cual tiene un valor de 4.65 cUSD/kw – h para el periodo Ene – Dic 2011.

Figura 48. Tarifa nacional promedio

Periodo		Nov. 2002	Nov. 2003	Abr. 2004 -	Nov. 2004 -	Nov. 2005 -	Ene. 2008 -	Ago. 2008 -	Ene. 2009 -	Ene. 2010 -	Ene. 2011 -
		Oct.2003	Mar. 2004	Oct. 2004	Oct.2005	Oct.2006	Jul. 2008	Dic. 2008	Dic. 2009	Dic. 2010	Dic. 2011
						Dic-07					
Precio referencial de generación	PRG	5,81	4,63	4,17	5,94	5,7	5,98	4,68	4,59	4,79	4,65
Componente de energía	PRG(E)	4,5	3,55	3,09	4,99	4,69	4,99	-	-	-	-
Componente de potencia	PRG(P)	1,31	1,08	1,08	0,96	1,01	0,99	-	-	-	-
Tarifa de transmisión	TT	0,76	0,71	0,71	0,69	0,66	0,64	0,47	0,47	0,46	0,53
Valor agregado de distribución*	VAD	3,8	3,82	3,82	4,11	4,44	3,85	3,16	3,17	3,06	3,74
Tarifa media	TM	10,38	9,16	8,69	10,75	10,8	10,47	8,30	8,23	8,31	8,92

\* A partir de agosto de 2008 el Valor Agregado de Distribución cambia a Costo del Sistema de Distribución.

Fuente: Plan maestro de electrificación 2011 – 2021

Por lo tanto mediante la ecuación 60 se tiene lo siguiente:

$$P_{cog} = 1.15 PRG$$

$$P_{cog} = 1.15 * 4.65 [cUSD/kw - h]$$

$$P_{cog} = 5.3475 [cUSD/kw - h]$$

Por lo tanto se tiene que en base al excedente eléctrico la empresa tiene un ingreso anual de USD.19210.

### 6.2.2 Costos de la generación mediante energía renovable.

Si se analiza económicamente el valor de generación mediante otras formas de energía, especialmente si son renovables, se puede observar que la cogeneración es accesible en relación a los costos del kw-h, pero la diferencia esencial radica en la utilización de combustibles fósiles por ende se debe pensar en una continua contaminación ambiental.

En la siguiente figura se indica los precios del kw-h para los distintos tipos de generación para el 2012 según el CONELEC.

Figura 49. Precios preferentes energías renovables (*cUSD/kw – h*)

<b>CENTRALES</b>	<b>Territorio Continental</b>	<b>Territorio Insular de Galápagos</b>
<i>EÓLICAS</i>	9.13	10.04
<i>FOTOVOLTAICAS</i>	40.03	44.03
<i>SOLAR TERMOELÉCTRICA</i>	31.02	34.12
<i>CORRIENTES MARINAS</i>	44.77	49.25
<i>BIOMASA Y BIOGÁS &lt; 5 MW</i>	11.05	12.16
<i>BIOMASA y BIOGÁS &gt; 5 MW</i>	9.60	10.56
<i>GEOTÉRMICAS</i>	13.21	14.53

Fuente: CONELEC. Regulación 004/11

Figura 50. Precios preferentes centrales hidroeléctricas hasta **50 Mw** (*cUSD/kw – h*)

<b>CENTRALES</b>	<b>PRECIO</b>
CENTRALES HIDROELÉCTRICAS HASTA 10 MW	7.17
CENTRALES HIDROELÉCTRICAS MAYORES A 10 MW HASTA 30 MW	6.88
CENTRALES HIDROELÉCTRICAS MAYORES A 30 MW HASTA 50 MW	6.21

Fuente: CONELEC. Regulación 004/11

### 6.3 Costos directos.

Los costos directos son gastos generales fijos que se presentan a un inicio de la inversión y son de valor constante y que dentro de la inversión de adquisición e implementación del sistema, se tiene valores detallados a continuación:

**6.3.1 Costo de equipos adquiridos.** Se considera el precio determinado por las empresas enviadas en las cotizaciones, estas se muestran en los anexos Y, Z, A1 y B1 respectivamente.

Tabla 26. Costos de equipos adquiridos.

DENOMINACIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO TOTAL[USD]
Planta enfriadora Yazaki WFC SC 20	U	1	67786
Planta modelo 083G2D0186D0600	U	1	27880
Transferencia modelo	U	1	1700
Interruptor termomagnético	U	1	860
Intercambiador de gases de escape 6-32-3741-5	U	1	6046
Intercambiador de calor FP10x20L-50	U	1	1437
Total			105709

Fuente: Autora

**6.3.2 Costo de mano de obra.**

Tabla 27. Costos de mano de obra.

DENOMINACION	No DE INSUMO	UNIDAD	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Técnicos de instalación	3	horas	20	20	1200

Fuente: Autora

**6.3.3 Costos de transporte.** Debido a que los equipos que componen el sistema de trigeneración son importados se considera el transporte desde la ciudad de Quito hasta la ciudad de Riobamba lugar donde se localiza la empresa.

Tabla 28. Costos de transporte

DENOMINACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL[USD]
Transportación del equipo	1	7000	7000

Fuente: Autora

**6.3.4 Costo de herramientas.** Las herramientas utilizadas en la implementación del sistema de trigeneración son de orden menor, por lo tanto hacer un cálculo del costo de las horas efectivas para cada una de ellas sería demorado, por lo tanto para evitar esta teoría detallista comúnmente los constructores proponen concentrar todos estos valores en un valor del 5% de la mano de obra.

Tabla 29. Costo de herramientas

DENOMINACIÓN	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL [USD]
Herramientas	5% del costo de mano de obra	60

Fuente: Autora

Por lo tanto el costo total directo queda determinado de la siguiente manera.

Tabla 30. Costo total directo

DENOMINACION	CANTIDAD
Equipos adquiridos	105709
Mano de obra	1200
Herramientas	60
Transporte del equipo	7000
Total	113969

Fuente: Autora

## 6.4 Costos indirectos

Son todos los gastos variables que se tienen y se consideran los siguientes:

Costo ingenieril

Utilidad

Imprevistos

**6.4.1** *Costo ingenieril.* Se considera un 10% del total del costo directo, se tendrá entonces U.S.A. 11397.

**6.4.2** *Imprevistos.* Se considera el 5 % del costo directo total, es decir U.S.A. 5698.

**6.4.3** *Utilidad.* Se considera el 12% del total del costo directo, por fines de estudio realizados en el proyecto de tesis y es de 13676

El total del costo indirecto para la implementación del sistema es:

Tabla 31. Costo total indirecto

DENOMINACIÓN	CANTIDAD
Costo ingenieril	12015
Utilidad	14428
Imprevistos	13676
Total	30772

Fuente: Autora

## **6.5 Costos totales**

El costo total del proyecto está representado por la suma de los costos directos y los indirectos, por lo tanto:

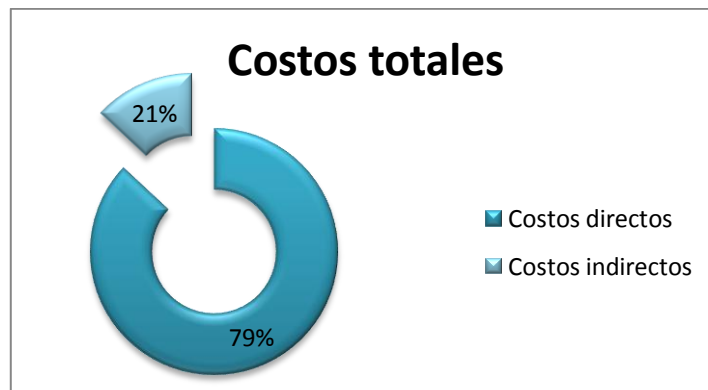
Tabla 32. Costo total del proyecto

DENOMINACIÓN	CANTIDAD
Costos directos	113969
Costos indirectos	30772
Total	144741

Fuente: Autora



Figura 51. Costo total del proyecto



Fuente: Autora

## 6.6 Factibilidad económica.

Para conocer la factibilidad económica se debe tener en cuenta algunos indicadores, los cuales se muestran a continuación.

**6.6.1** *La tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR).* Representa la tasa mínima de ganancia sobre la inversión que va a realizar la empresa. Su valor debe reflejar el riesgo que corre el inversionista de no obtener las ganancias pronosticadas.

$$TMAR = r + f + rf \quad (61)$$

Donde:

**TMAR:** Tasa mínima atractiva de retorno.

**r:** Premio al riesgo 10%

**f:** Inflación (%).

$$TMAR = 0.1 + 0.04 + (0.1 * 0.04)$$

$$TMAR = 0.144 = 14.4\%$$

**6.6.2 Depreciación de los equipos.** La depreciación se da en función del tiempo, por lo tanto en un lapso de tiempo un bien tangible pierde valor produzca o no. También se debe considerar para el cálculo de la depreciación de los activos, un valor de salvamento este se deduce mediante la siguiente expresión:

$$S = V_{inicial} - \frac{V_{inicial} * n}{N} \quad (62)$$

Donde:

**S:** Valor de salvamento de los equipos.

**$V_{inicial}$ :** Costo inicial debido a los equipos del sistema

**$n$ :** Tiempo de vida útil 8 años.

**N:** Tiempo de depreciación 10 años.

$$S = 105709 - \frac{105709 * 8}{10}$$

$$S = \text{U.S.A. \$ } 21142$$

Además, en el país solo está contemplado el uso del método de depreciación llamado línea recta, por lo tanto siendo este un caso de estudio se ha decidido realizar el análisis para un periodo de 10 años mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Depreciación periódica} = \frac{V_{inicial} - S}{N} \quad (63)$$

Donde:

***Depreciación periódica:*** Depreciación periódica de los equipos:

$$\text{Depreciación periódica} = \frac{105709 - 21142}{10}$$

$$\text{Depreciación periódica} = \text{U.S.A. \$ 8457}$$

Se observa que en este análisis la tasa de depreciación anual es del 8%, según el reglamento a la Ley de Régimen Tributario Interno, el porcentaje de depreciación permitido para los activos fijos, en el caso de máquinas y equipos, es del 10% anual.

Tabla 33. Depreciación de los equipos

ACTIVO	INVERSION [USD]	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 6	AÑO 7	AÑO 8	AÑO 9	AÑO 10
Planta enfriadora Yazaki WFC SC 20	67786	5423	5423	5423	5423	5423	5423	5423	5423	5423	5423
Planta modelo 083G2	27880	2230	2230	2230	2230	2230	2230	2230	2230	2230	2230
Transferencia modelo	1700	136	136	136	136	136	136	136	136	136	136
Interruptor termomagnético	860	69	69	69	69	69	69	69	69	69	69
Intercambiador de gases de escape 6-32-3741-5	6046	484	484	484	484	484	484	484	484	484	484
Intercambiador FP10x20L-50	1437	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115

Fuente: Autora

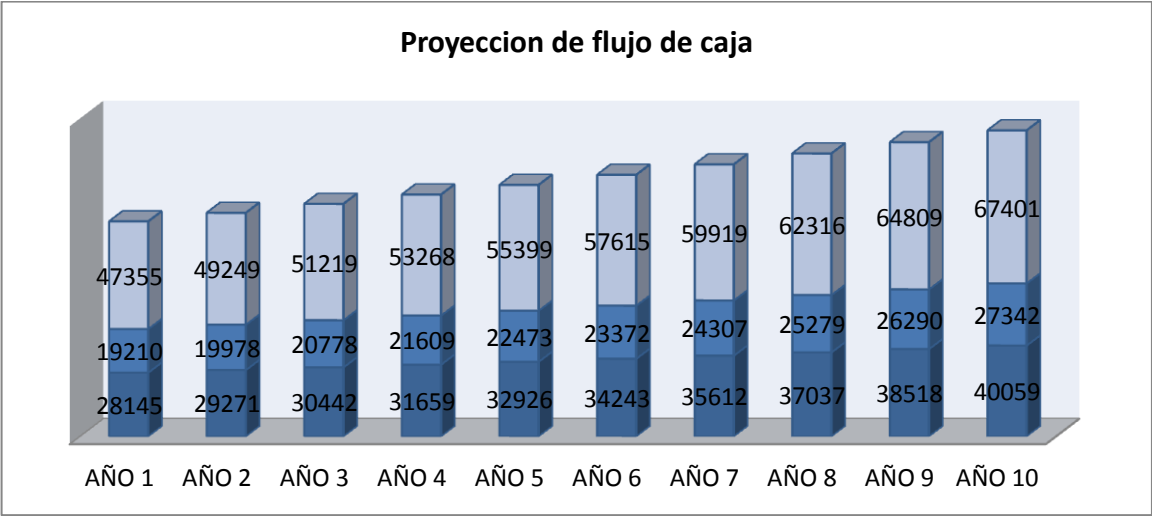
**6.6.3** *Ingresos o flujo de caja proyectado para 10 años.* El ingreso del cual se beneficia la empresa es el ahorro debido a la no facturación eléctrica por parte de la E.E.R.S.A. el cual asciende a U.S.A. \$ 28145 y también al rubro que se genera debido a la venta del excedente energético generado por la empresa, además se debe tener en cuenta que este valor está sometido al crecimiento inflacionario de 4% según el informe del Banco Central, por lo que se tiene lo siguiente:

Tabla 34. Flujo de caja proyectada para 10 años

AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 6	AÑO 7	AÑO 8	AÑO 9	AÑO 10
28145	29271	30442	31659	32926	34243	35612	37037	38518	40059
19210	19978	20778	21609	22473	23372	24307	25279	26290	27342
47355	49249	51220	53268	55399	57615	59919	62316	64809	67401

Fuente: Autora

Figura 52. Proyección de flujo de caja



Fuente: Autora

**6.6.4** *Flujo neto efectivo.* Este valor nos ayuda en la evaluación económica de un proyecto, para lo cual se consideran los ingresos, costos totales y depreciación proyectados para 5 años con un crecimiento inflacionario del 4%.

Para el flujo neto efectivo también se ha considerado el costo que se genera anualmente debido al consumo de combustible por parte del motor de combustión puesto que este valor también sufre un incremento inflacionario a través de los años o periodo considerado.

Mediante el anexo T donde se encuentran las características técnicas del motor se puede hallar que su consumo es de 45 l/h, si el funcionamiento del mismo es de 11 horas por los 365 días del año, se tiene que su consumo es de 169835 l/año o 47779 U. S. galones al año, teniendo en cuenta que el galón de diésel tiene un valor de 0.82 ctvs., el costo final es de U.S.A. \$. 39178.78.

Tabla 35. Flujo neto efectivo (FNE)

DETALLE	INICIO	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 6	AÑO 7	AÑO 8	AÑO 9	AÑO 10
+Ingresos		47355	49249	51220	53268	55399	57615	59919	62316	64809	67401
– Inversión	144741										
– Combustible		39179	40746	42376	44071	45834	47684	49591	51575	53638	55784
+ Depreciación		8457	8795	9147	9513	9893	10289	10700	11128	11574	12037
FNE	–144741	16619	17283	17975	18694	19442	20219	21028	21869	22744	23654

Fuente: Autora



**6.6.5** *Valor actual neto (VAN).* Este procedimiento permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión.

$$VAN = \frac{FNE_0}{(1+i)^0} + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \frac{FNE_3}{(1+i)^3} + \frac{FNE_4}{(1+i)^4} + \dots + \frac{FNE_{10} + S}{(1+i)^{10}} \quad (64)$$

Donde:

**VAN:** Valor actual neto.

**FNE:** Flujo neto efectivo [U.S.A. \$]

**i:** Tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR) [%].

**S:** Valor de salvamento. [U.S.A. \$]

$$VAN = -98481$$

**6.6.6** *Periodo de recuperación de la inversión (PRI).* Para determinar el tiempo o periodo de recuperación se utiliza la siguiente ecuación:

$$PRI = N - 1 + \left[ \frac{FA * (N - 1)}{FNE * N} \right] \quad (65)$$

Donde:

**PRI:** Periodo de recuperación de la inversión

**FA \* (N - 1):** Flujo de efectivo acumulado en el año previo a "N".

**FNE \* N:** Flujo Neto de efectivo en el año "N"

**N:** Año en el que el flujo acumulado cambia de signo.

Por lo tanto en la siguiente tabla se puede identificar en función de los años el flujo neto efectivo y el flujo de efectivo acumulado.

Tabla 36. Tiempo de recuperación

AÑO	FNE	FA
0	-144741	-144741
1	16619	-128122
2	17283	-110839
3	17975	-92864
4	18694	-74170
5	19442	-54728
6	20219	-34509
7	21028	-13481
8	21869	8389
9	22744	31133
10	23654	54787

Fuente: Autora

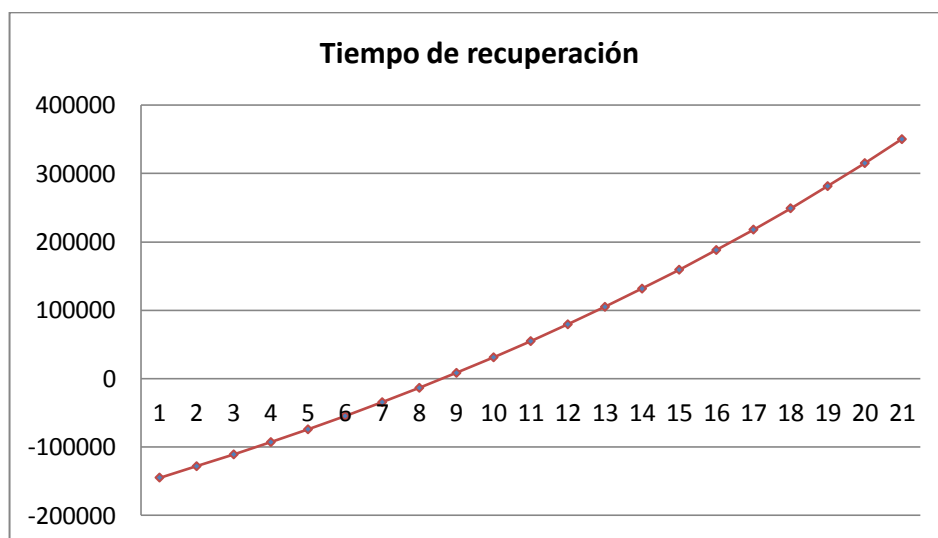
Entonces de acuerdo con los datos provistos en la tabla y utilizando la ecuación anterior se tiene:

$$PRI = 8 - 1 + \left[ \frac{13481}{8339} \right]$$

$$PRI = 8.6$$

Por lo tanto el tiempo en que se recuperaría la inversión hecha para este proyecto es de 8 años y 7 meses, teniendo en cuenta que se vende el excedente energético.

Figura 53. Análisis del tiempo de recuperación de la inversión.



Fuente: Autora

En la gráfica se puede observar como a partir de los ocho años y siete meses se comienza a recuperar la inversión se debe tener en cuenta que los activos que se obtienen a partir de esta fecha es la ganancia sobre la inversión en el proyecto.

Por lo tanto se tiene los siguientes valores a partir de esta fecha.

Tabla 37. Ganancia a partir del octavo año.

<b>AÑO</b>	<b>FA</b>
8	8389
9	31133
10	54787
11	79387
12	104971
13	131579
14	159250
15	188029
16	217959
17	249086
18	281458
19	315125
20	350138

Fuente: Autora

El análisis se realiza hasta veinte años después porque ese es límite de la vida útil de los equipos en ese caso se tiene, que en el año 20, una ganancia de USD \$ 350138 dólares.

## CAPÍTULO VI.

### 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

#### 7.1 Conclusiones.

Se realizó un estudio de la capacidad de trigeneración en la empresa "PROLAC", considerando la demanda, tanto eléctrica como térmica.

Se recopiló datos del sistema eléctrico, de vapor y refrigeración mediante la medición de parámetros térmicos y eléctricos, además del cálculo de las eficiencias de refrigeración y de vapor.

Se evaluó la capacidad de trigeneración para la empresa en base a la producción eléctrica, llegando a ser un sistema superior de cogeneración.

Se determinó que la tecnología para producir energía eléctrica en la planta recae en un motor de combustión interna, CUMMINS modelo 6CTA8.3 – G2, de cuatro tiempos, para consumir combustible diesel, con un capacidad de 169 *kW*.

Se dimensionó un sistema de escape respetando la contrapresión del sistema para no alterar sus condiciones de diseño. El sistema presenta 3.95 *kPa* de contrapresión. Este valor es inferior al límite permisible indicado por el fabricante.

Se determinó que la recuperación de energía de los gases de escape, es factible a través de un intercambiador de calor para gases de escape. Bowman tipo. 6 – 32 – 3741 – 5 para una potencia de 140 *kW*, el cual permite recuperar 82 *kW*.

Se determinó que la recuperación de energía del sistema de enfriamiento, es factible a través de un intercambiador de placas, modelo *FP10 × 20L – 50*, con un área de transferencia de calor de  $63ft^2 = 5.85m^2$  de dimensiones  $9.8W \times 20.3H \times 4.9D$

Se estableció que las características de funcionamiento del intercambiador de placas (líquido - líquido) modelo,  $FP10 \times 20L - 50$  son las siguientes: por el circuito primario circulará refrigerante (agua) con un flujo de  $449 \text{ lb}/\text{min}$ , con una temperatura de entrada de  $212^\circ\text{F} = 100^\circ\text{C}$  y una temperatura de salida de  $201^\circ\text{F} = 94^\circ\text{C}$ , cediendo su energía para calentar agua de  $182^\circ\text{F} = 83^\circ\text{C}$  a  $190^\circ\text{F} = 88^\circ\text{C}$ , con un flujo de circulación por el circuito secundario de  $550.5 \text{ lb}/\text{min} = 4.3 \text{ l}/\text{s}$ .

El caudal que circula por el circuito secundario del intercambiador de placas, permite utilizar el sistema de absorción accionado por agua caliente modelo WFC-SC20, se activará con  $4.3 \text{ l}/\text{s}$  de agua de entrada al generador, y este producirá una capacidad frigorífica de  $70.3 \text{ kW}$ , indicando que se aplicará en una cámara de maduración de queso.

Se realizó un análisis financiero de la implementación del sistema de trigeneración de acuerdo a la inversión del proyecto, los ingresos de acuerdo a la eliminación de la factura eléctrica, venta del excedente eléctrico y el tiempo de recuperación del proyecto.

El costo del consumo de energía al año es de USD \$ 47831.74 dólares, este rubro contempla tanto la energía eléctrica como el diesel utilizado para la generación de la energía térmica, siendo el costo específico USD \$ 0.013 dólares por litro de leche.

Se determinó que el excedente de energía generada es de  $82 \text{ kW} - \text{h}$ , desde las 06h00 hasta las 17h00 horas.

Se determinó que el precio por  $\text{kW} - \text{h}$  de la energía generada es de  $5.3475 [\text{cUSD}/\text{kW} - \text{h}]$ .

Se determinó que el costo por adquisición de los equipos tiene un valor de USD \$105709 dólares.

Se determinó que los costos variables como: costo ingenieril, utilidad e imprevistos tiene un valor de USD \$ 30772 dólares.

El costo aproximado del proyecto tiene un valor de de USD \$ 144741 dólares.

El período de recuperación de la inversión es de ocho años y seis meses.

## **7.2 Recomendaciones.**

Se recomienda cambiar los empaques en mal estado de la red del sistema de vapor y así poder disminuir el consumo de energía térmica innecesaria y por ende ahorrar en el consumo de combustible.

En base al rendimiento de la caldera, se recomienda que el agua de alimentación entre a una temperatura mínima de 77°C, para poder reducir la corrosión que se evidencia en la superficie de la caldera y chimenea.

Capacitar periódicamente al personal de mantenimiento para una evaluar a tiempo las condiciones de los equipos de la planta.

Establecer diario y periódicamente un programa de mantenimiento preventivo, con su respectivo registro.

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.**

- [1] EMPRESA EFICIENTE. Plantas de Cogeneración Aplicaciones. Consultado (2012) en: <http://www.empresaeiciente.com/es/catalogo-de-tecnologias/plantas-de-cogeneracion#ancla>.
- [2] COMISIÓN NACIONAL PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA. Beneficios de la cogeneración. Consultado (2012) en: [http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_354\\_beneficios](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_354_beneficios)
- [3] MARIÑO, Alejandro. Instalación de trigeneración con suministro de calefacción, refrigeración y electricidad mediante motores de gas. España: UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS, 2007. Pág 12 (Tesis).
- [4] SANTANA, Dennys. Diseño de sistema de cogeneración para centro comercial utilizando gas natural. Lima. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ Pág. 36 (Tesis).
- [5] COMISIÓN NACIONAL PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA. Parámetros de diseño. Consultado (2012) en: [http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_573\\_parametros\\_de\\_diseno?pagina](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_573_parametros_de_diseno?pagina)
- [6] MANTENIMIENTO INDUSTRIAL. Cogeneración, una forma eficiente de producir energía. Consultado (2012) en: <http://mantenimientoindustrial.wikispaces.com/Cogeneracion>
- [7] COMISIÓN NACIONAL PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA. Oportunidades de cogeneración eficiente. Consultado (2012) en: [http://www.conuee.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/7369/8/cogeneracion\\_eficiente.pdf](http://www.conuee.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/7369/8/cogeneracion_eficiente.pdf)
- [8] COMISIÓN NACIONAL PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA. Clasificación de los sistemas de cogeneración. Consultado (2012) en: [http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_530\\_clasificacion](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_530_clasificacion).

- [9] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed. España.2009: Marcombo. Pág.XII-17.
- [10] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed.España.2009: Marcombo. Pág. XII-19.
- [11] DÍAZ, Rodrigo. Motores de combustión interna. 1ra.ed. Ecuador – Riobamba: 2009. Pág. 20.
- [12] MARTÍNEZ, Gil. Manual del Automóvil. 1ra.ed. Madrid: Cultural S.A.2004. Pág. 4.
- [13] DÍAZ, Rodrigo. Motores de combustión interna. 1ra.ed. Ecuador – Riobamba: 2009. Pág. 22.
- [14] MARTÍNEZ, Gil. Manual del Automóvil. 1ra.ed. Madrid: Cultural S.A.2004. Pág. 14.
- [15] ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. Combined Heat and Power Partnership. Technology Characterization: Reciprocating Engines. Consultado (2012) en: [http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_reciprocating\\_engines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_reciprocating_engines.pdf). Pág. 9.
- [16] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed.España.2009: Marcombo. Pág. XII-18.
- [17] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed.España.2009: Marcombo. Pág. XII-24.
- [18] ZABALA, Gilberto. Termodinámica. 2da ed. Ecuador – Riobamba: 2006. Pág.147.



- [19] ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY Climate Protection Partnership Division, Technology Characterization: Gas Turbines. Consultado (2012) en: [http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_gas\\_turbines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_gas_turbines.pdf)
- [20] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed.España.2009: Marcombo. Pág. XII-18.
- [21] COMISIÓN NACIONAL PARA EL USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA. Cogeneración con turbinas de vapor. Consultado (2012) en: [http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_544\\_tecnologias\\_de\\_cogen](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_544_tecnologias_de_cogen).
- [22] ZABALA, Gilberto. Termodinámica. 2da ed. Ecuador – Riobamba: 2006. Pág.114.
- [23] ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. Combined Heat and Power Partnership, Technology Characterization: Steam Turbines. Consultado (2012) en: [http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_steam\\_turbines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_steam_turbines.pdf)
- [24] ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. Combined Heat and Power Partnership, Technology Characterization: Microturbines, Consultado (2012) en: [http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_microturbines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_microturbines.pdf)
- [25] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed.España.2009: Marcombo. Pág. VIII-57.
- [26] BUREAU of Energy Efficiency. Energy Performance Assessment of Boilers. Consultado (2012) en: <http://es.scribd.com/doc/16907865/Boiler-energy-Audit-Manual>.
- [27] ALMEIDA, Jhony. Auditoría exergética y elaboración del proyecto de optimización del uso de la energía en la industria lechera Carchi s.a. ILCSA. Sangolqui: ESPE 2007. Pág.123 (Tesis)

- [28] ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. Combined Heat and Power Partnership. Technology Characterization: Reciprocating Engines. Consultado (2012) en:  
[http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_reciprocating\\_engines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_reciprocating_engines.pdf)  
f. Pág. 12.
- [29] PITA, Edward. Acondicionamiento de Aire. Principios y sistemas un enfoque energético. 2da.ed. México: Continental.1994. Pág. 377.
- [30] COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA. Recuperación del calor en proceso. Consultado en:  
<http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2>
- [31] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed.España.2009: Marcombo. Pág. XII-19.
- [32] VALENZUELA, Ramiro. Apuntes de transferencia de calor. 2da.ed. Riobamba – Ecuador: 2003. Pág .66.
- [33] PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración.1ra.ed. México: Limusa. 1991. Pág.15.
- [34] JUTGLAR, Luis. Técnicas de Refrigeración. 1ra.ed. España: Marcombo. 2008. Pág. 22.
- [35] PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración.1ra.ed. México: Limusa. 1991. Pág.153.
- [36] PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración.1ra.ed. México: Limusa. 1991. Pág.137.
- [37] PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración.1ra.ed. México: Limusa. 1991. Pág.95.
- [38] PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración.1ra.ed. México: Limusa. 1991. Pág.189.

- [39] PITA, Edward. Principios y Sistemas de Refrigeración. 1ra.ed. México: Limusa. 1991. Pág.191.
- [40] CAMPOVERDE, Mayra; VELEZ, Alexis. Diseño y construcción de un banco de pruebas para un sistema de climatización para laboratorio. Riobamba: ESPOCH. Pág. 29. (Tesis).
- [41] VALENZUELA, Ramiro. Apuntes de Refrigeración. 2da.ed. Riobamba –Ecuador: 2002. Pág .15.
- [42] VALENZUELA, Ramiro. Apuntes de Refrigeración. 2da.ed. Riobamba –Ecuador: 2002. Pág .16.
- [43] VALENZUELA, Ramiro. Apuntes de Refrigeración. 2da.ed. Riobamba –Ecuador: 2002. Pág .41.
- [44] CARRIER International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed.España.2009: Marcombo. Pág. VII-29.
- [45] JUTGLAR, Luis. Técnicas de Refrigeración. 1ra.ed. España: Marcombo. 2008. Pág. 23.
- [46] JUTGLAR, Luis. Técnicas de Refrigeración. 1ra.ed. España: Marcombo. 2008. Pág. 24.
- [47] PITA, Edward. Acondicionamiento de Aire. Principios y sistemas un enfoque energético. 2da.ed. México: Continental.1994. Pág. 379.
- [48] NORTH, American. Combustion Hand Book. 2da. ed. Cleveland – Ohio. Editorial North American Mfg. Co. 1978.
- [49] FAIRES, V. Termodinámica Aplicada. 6ta.ed. México: Hispano-Americana. 1983. Pág. 345.
- [50] REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A. Tablas de Vapor. México: 1981. Pág. 13.

- [51] REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A. Tablas de Vapor. México: 1981. Pág. 103
- [52] REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A. Tablas de Vapor. México: 1981. Pág. 2
- [53] REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A. Tablas de Vapor. México: 1981. Pág. 12
- [54] REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A. Tablas de Vapor. México: 1981. Pág. 46
- [55] BORROTO, A. Ahorro de Energía en Sistemas de Vapor, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente. Habana – Cuba: Universidad de Cienfuegos. 2002.
- [56] ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. Combined Heat and Power Partnership, Catalog of CHP Technologies. Consultado (2012) en: [http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_full.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_full.pdf). Pág. 7.
- [57] CUMMINSPOWER. Manual de Aplicación Conjuntos Generadores enfriados con Líquido. Consultado (2013) en: [www.cumminspower.com/www/.../applicationmanuals/t030-es.pdf](http://www.cumminspower.com/www/.../applicationmanuals/t030-es.pdf) Pag.6-13
- [58] CENTRO DE ACTIVIDAD REGIONAL PARA LA PRODUCCIÓN LIMPIA. Prevención de la contaminación en la Industria láctea. Consultado (2012) en: [http://coli.usal.es/web/demo\\_appcc/demo\\_ejercicio/lac\\_es.pdf](http://coli.usal.es/web/demo_appcc/demo_ejercicio/lac_es.pdf). Pág.75.
- [59] CUMMINSPOWER. Manual de Aplicación Conjuntos Generadores enfriados con Líquido. Consultado (2013) en: [www.cumminspower.com/www/.../applicationmanuals/t030-es.pdf](http://www.cumminspower.com/www/.../applicationmanuals/t030-es.pdf) Pag.6-39
- [60] CONELEC. Regulación No . CONELEC 001/09. Participación de los autogeneradores a través de la cogeneración. Consultado (2013) en: [www.conelec.gob.ec/images/normativa/CONELEC-001-09-COGENERACION.pdf](http://www.conelec.gob.ec/images/normativa/CONELEC-001-09-COGENERACION.pdf) Pág.4

[61] CONELEC. Regulación No. CONELEC 001/09. Participación de los autogeneradores a través de la cogeneración. Consultado (2013) en: [www.conelec.gob.ec/images/normativa/CONELEC-001-09-COGENERACION.pdf](http://www.conelec.gob.ec/images/normativa/CONELEC-001-09-COGENERACION.pdf) .Pág.5

## **BIBLIOGRAFÍA**

- ALMEIDA, J.** Auditoría exergética y elaboración del proyecto de optimización del uso de la energía en la industria lechera Carchi s.a. ILCSA. Sangolqui: ESPE. 2007. (Tesis)
- ASHRAE**, Hand Book. Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 5ta.ed. Atlanta: Millstar Electronic, 2005.
- BORROTO, A.** Ahorro de Energía en Sistemas de Vapor, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente. Habana – Cuba: Universidad de Cienfuegos. 2002.
- CARRIER** International limited. Manual Aire Acondicionado. 1ra.ed. España.2009: Marcombo.pp.VII-29,VII-30, VIII-55, XII-17, XII-18.
- CENTRO DE TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL (CESTTA).** Determinación del análisis de los aguas de alimentación y purga. Riobamba 2012.
- CENTRO DE TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA AMBIENTAL (CESTTA).** Determinación del análisis de los gases de chimenea. Riobamba 2010.
- DÍAZ, Rodrigo.** Motores de combustión interna. 1ra.ed. Ecuador – Riobamba: 2009.
- JUTGLAR, Luis.** Técnicas de Refrigeración. 1ra.ed. España: Marcombo. 2008.
- MARTÍNEZ, Gil.** Manual del Automóvil. 1ra.ed. Madrid: Cultural S.A.2004.
- PITA, Edward.** Acondicionamiento de Aire. Principios y sistemas un enfoque energético. 2da.ed. México: Continental.1994
- PITA, Edward.** Principios y Sistemas de Refrigeración.1ra.ed. México: Limusa. 1991.
- REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA, S.A.** Tablas de Vapor. México: 1981.

**VALENZUELA**, Ramiro. Apuntes de Refrigeración. Riobamba – Ecuador: Mayo 2001.

**VALENZUELA**, Ramiro. Apuntes de Transferencia de calor. Riobamba – Ecuador: Mayo 2001.

**ZABALA**, Gilberto. Termodinámica II. 2da.ed. Riobamba – Ecuador: 2002.

## **LINKOGRAFÍA**

### **PLANTAS DE COGENERACIÓN.**

<http://www.empresaeiciente.com/es/catalogo-de-tecnologias/plantas-de-cogeneracion#ancla>.

2013-01-01

### **COGENERACIÓN, UNA FORMA EFICIENTE DE PRODUCIR ENERGÍA.**

<http://mantenimientoindustrial.wikispaces.com/Cogeneracion>

2012-03-08

### **COGENERACIÓN.**

[http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_354\\_beneficios](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_354_beneficios)

2012-03-01

### **TECHNOLOGY CHARACTERIZATION RECIPROCATING ENGINES**

[http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_reciprocating\\_engines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_reciprocating_engines.pdf)

2012-08-01

### **TECHNOLOGY CHARACTERIZATION: GAS TURBINES.**

[http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_gas\\_turbines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_gas_turbines.pdf)

2012-08-01

### **TECHNOLOGY CHARACTERIZATION: STEAM TURBINES.**

[http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_steam\\_turbines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_steam_turbines.pdf)

2012-08-02

### **TECHNOLOGY CHARACTERIZATION: MICROTURBINES.**

[http://www.epa.gov/chp/documents/catalog\\_chptech\\_microturbines.pdf](http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_microturbines.pdf)

2012-08-02



### **PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN UNA CALDERA.**

<http://es.scribd.com/doc/16907865/Boiler-energy-Audit-Manual>

2012-04-26

### **PÉRDIDAS POR PURGAS.**

<http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3992/2/>

2012-04-26

### **CALDERAS DE RECUPERACIÓN.**

<http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2>

2012-11-29

### **MANUAL DE APLICACIÓN CONJUNTOS GENERADORES ENFRIADOS CON LÍQUIDO.**

[www.cumminspower.com/www/.../applicationmanuals/t030-es.pdf](http://www.cumminspower.com/www/.../applicationmanuals/t030-es.pdf)

2013-01-01

### **SELECCIÓN INTERCAMBIADOR DE CALOR**

<http://www.gea-phe.com/USA/themes/contact-us/plate-heat-exchanger-offer-request/>

2013-01-01

### **REGULACIÓN No. CONELEC 001/09. PARTICIPACIÓN DE LOS AUTOGENERADORES A TRAVÉS DE LA COGENERACIÓN.**

<http://www.conelec.gob.ec/images/normativa/CONELEC-001-09-COGENERACION.pdf>

2012-11-12